



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
FACULTAD DE TECNOLOGIA DE LA INDUSTRIA
INGENIERIA MECÁNICA

TITULO

“Diseño de un horno a base de gas Licuado de Petróleo para el suministro de aire caliente a un secador de cebolla en la empresa Landeo Innovación del municipio de Sébaco-Matagalpa”

AUTORES

Br. Mayron José Arceda Rodríguez
Br. Eduardo Melitón López Estrada
Br. Ariel de Jesús Urbina Corea

TUTOR

Ing. Juan Carlos Gutiérrez
Asesor. Ing. Juan Alonso

Managua, 18 de Mayo de 2017

CARTAS DE EGRESADO



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA Facultad de Tecnología de la Industria

SECRETARÍA DE FACULTAD

F-8: CARTA DE EGRESADO

El Suscrito Secretario de la **FACULTAD DE TECNOLOGIA DE LA INDUSTRIA** hace constar que:

ARCEDA RODRÍGUEZ MAYRON JOSÉ

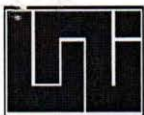
Carne: **2010-33466** Turno **Diurno** Plan de Estudios **972A** de conformidad con el Reglamento Académico vigente en la Universidad, es **EGRESADO** de la Carrera de **INGENIERÍA MECANICA**.

Se extiende la presente **CARTA DE EGRESADO**, a solicitud del interesado en la ciudad de Managua, a los veinte y dos días del mes de septiembre del año dos mil quince.

Atentamente,

Ing. Wilmer José Ramírez Velásquez
Secretario de Facultad





UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
Facultad de Tecnología de la Industria

SECRETARÍA DE FACULTAD

F-8: CARTA DE EGRESADO

El Suscrito Secretario de la **FACULTAD DE TECNOLOGIA DE LA INDUSTRIA** hace constar que:

LÓPEZ ESTRADA EDUARDO MELITÓN

Carne: **2010-32750** Turno **Nocturno** Plan de Estudios **972A** de conformidad con el Reglamento Académico vigente en la Universidad, es **EGRESADO** de la Carrera de **INGENIERÍA MECÁNICA**.

Se extiende la presente **CARTA DE EGRESADO**, a solicitud del interesado en la ciudad de Managua, a los veinte y siete días del mes de abril del año dos mil quince.

Atentamente,

Ing. Wilmer José Ramírez Velásquez
Secretario de Facultad





UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
Facultad de Tecnología de la Industria

SECRETARÍA DE FACULTAD

F-8: CARTA DE EGRESADO

El Suscrito Secretario de la **FACULTAD DE TECNOLOGIA DE LA INDUSTRIA** hace constar que:

URBINA COREA ARIEL DE JESÚS

Carne: **2010-33579** Turno **Diurno** Plan de Estudios **972A** de conformidad con el Reglamento Académico vigente en la Universidad, es **EGRESADO** de la Carrera de **INGENIERÍA MECÁNICA**.

Se extiende la presente **CARTA DE EGRESADO**, a solicitud del interesado en la ciudad de Managua, a los veinte y dos días del mes de septiembre del año dos mil quince.

Atentamente,

Ing. Wilmer José Ramírez Velásquez
Secretario de Facultad





UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
Facultad de Tecnología de la Industria

DECANATURA

Martes, 20 de septiembre del 2016

Brs. Mayron José Arceda Rodríguez
Eduardo Melitón López Estrada
Ariel de Jesús Urbina Corea

Por este medio hago constar que el protocolo de su trabajo monográfico titulado **“Diseño de un horno a base de gas licuado de petróleo para el suministro de aire caliente a un secador de cebollas en la empresa Landeo Innovación del municipio de Sébaco - Matagalpa”**, para obtener el título de **Ingeniero Mecánico** y que contará con la MSc. Juan Calos Gutiérrez como tutor, ha sido aprobado por esta Decanatura.

Cordialmente,

MBA. Daniel Cuadra Horney
Decano



C/c Archivo
DCH/art

Managua, Nicaragua. Apdo. 5595 • Tel.: 2249-6437 • 2248-6879 • 2251 8271 • 2251 8276
Telefax: 2240 1653 • 2249 0942



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
Facultad de Tecnología de la Industria

DECANATURA

Lunes 06 de febrero del 2017

Brs. Eduardo Melitón López Estrada
Mayron José Arceda Rodríguez
Ariel de Jesús Urbina Corea

Por este medio hago constar que la solicitud de prórroga de entrega de su trabajo monográfico titulado **“Diseño de un horno a base de gas licuado de petróleo para el suministro de aire caliente a un secador de cebollas en la empresa Landeo Innovación del municipio de Sébaco - Matagalpa.”**, para obtener el título de **Ingeniero Mecánico** y que contará con el MSc Juan Carlos Gutiérrez como tutor, ha sido aprobada por esta Decanatura para el día miércoles 12 de abril del año 2017.

Cordialmente,

MBA. Daniel Cuadra Horney
Decano

C/c Archivo
DCH/art

Managua, Nicaragua. Apdo. 5595 • Tel.: 2249-6437 • 2248-6879 • 2251 8271 • 2251 8276
Telefax: 2240 1653 • 2249 0942

Resumen

Básicamente este horno fue diseñado para generar aire caliente para grandes volúmenes de cebollas, lo cual difiere del secado al sol que es viable para pequeñas cantidades.

Con el diseño del horno se pretende alimentar aire proveniente de la atmosfera impulsado por un ventilador, el cual ha de ser calentado desde 10° C a 110°C, todo esto se realiza a través de un sistema de tubería que se encuentra en el interior del horno el cual recibe la energía necesaria para dicho calentamiento.

Para regular, controlar y asegurar el buen funcionamiento del horno se realizó un sistema de control automático donde los principales procesos a tratar son: el flujo de gas, el flujo de aire, la temperatura de combustión y la salida del aire de proceso.

El diseño brinda algunas medidas de seguridad consideradas como las más rigurosas en la vida útil del equipo, pero nos limitamos a ofrecer medidas preventivas para el operador.

La cotización de este diseño incluye aquellos accesorios y tuberías para los sistemas de aire, sistema de gas, todas aquellas partes que componen el diseño mecánico y los dispositivos del sistema de control los cuales en su totalidad asciende a \$ 23,000.00

AGRADECIMIENTO

Nuestra infinita gratificación a Dios por darnos fuerza y entusiasmo para alcanzar lo que nos parecía imposible terminar, a nuestros padres por guiarnos en la educación y enseñarnos los valores morales y espirituales, a nuestros familiares y amigos por sus palabras de aliento y seguridad que nos beneficiaron en muchos momentos.

Además, agradecemos a la Facultad de Tecnología de la Industria, al laboratorio de Química y a cada uno de los profesores que ayudaron en nuestra formación universitaria, a nuestro Tutor Ing. Juan Carlos Gutiérrez y a nuestro Asesor Ing. Juan Alonso por su solicitud en el momento de las consultas y desarrollo de este proyecto.

DEDICATORIA

Dedicamos este proyecto como una referencia a todos los estudiantes y amigos de generaciones futuras con nuevas ambiciones, creatividad y dedicación en el diseño que garantice suplir necesidades que se presenten en todo momento.

Creemos que el sacrificio reflejado será de mucha ayuda y motivación para quienes consulten como una herramienta de aprendizaje, que despierte la sed del conocimiento, para quienes lo puedan leer.

Contenido

1	INTRODUCCIÓN	1
2	JUTIFICACIÓN	2
3	OBJETIVOS.....	3
3.1.1	Objetivo general	3
3.1.2	Objetivos específicos	3
4	MARCO TEORICO	4
4.1.1	DEFINICION DEL GAS LICUADO DEL PETROLEO (GLP)	4
4.1.2	CARACTERÍSTICAS DEL GLP	4
4.1.3	BENEFICIOS DEL GAS LP RESPECTO AL DIÉSEL.....	5
4.1.4	CARACTERISTICAS DEL HORNO HORIZONTAL PARA LA GENERACION DE AIRE CALIENTE.....	7
4.1.5	Clasificación de los tipos de hornos	7
4.1.6	Características generales del horno horizontal	8
4.1.7	Partes principales.....	8
4.1.8	Serpentín.....	8
4.1.9	Quemador	9
4.1.10	Chimenea.....	9
4.1.11	Principio de funcionamiento	9
4.1.12	Aspectos del horno cilíndrico horizontal	10
4.1.13	Ventajas.....	10
4.1.14	Desventaja.....	11
4.1.15	BALANCE TÉRMICO.....	12
4.1.16	Propósito del balance térmico	12
4.1.17	Parámetros de operación del equipo	12
4.1.18	Cálculo de combustión.....	12
4.1.19	Ecuación de balance de masa	13
4.1.20	Planteamiento de las entalpias entrantes y salientes del horno cilíndrico de tubos horizontales	17
4.1.21	Ingreso de calor en la sección radiante del horno.....	17
4.1.22	Salida u absorción de calor en la sección radiante del horno.....	17

4.1.23	Cálculo del diámetro de tubería para el aire de secado en el interior del horno.	18
4.1.24	Procedimiento del cálculo de número de tubos requeridos para el calentamiento del aire.....	22
4.1.25	Cálculo del calor liberado por combustión.....	22
4.1.26	Cantidad de requerida de combustible y aire para la combustión.....	23
4.1.27	Cálculo de la superficie radiante	24
4.1.28	Número de tubos requeridos.....	26
4.1.29	Cálculos de áreas interna expuesta a la llama en el interior del horno	27
4.1.30	Cálculo de la presión de los gases de combustión según el exceso de aire	33
4.1.31	Cálculo del producto de la presión del gas y la longitud media de trayectoria del gas.....	34
4.1.32	Cálculo de la temperatura de la llama para generar la carga térmica ..	35
4.1.33	Selección del quemador para producir la llama en el horno generador de aire caliente.....	38
5	CÁLCULOS DE LAS TUBERÍAS DE SUMINISTROS DE AIRE Y COMBUSTIBLE	39
5.1.1	Descripción de los fluidos de aire y combustible en el horno.....	39
5.1.2	Fluido de proceso (Aire de secado de cebolla).....	39
5.1.3	Combustible.....	39
5.1.4	Ecuaciones empleadas en el cálculo de fluido para los sistemas de aire y combustible	40
5.1.5	Comportamiento del fluido (Reynolds)	40
5.1.6	Cálculo del factor de fricción	41
5.1.7	Pérdidas primarias	41
5.1.8	Pérdidas secundarias.....	42
5.1.9	Pérdida de carga total.....	42
5.1.10	Cálculo de fluido de aire de secado en el interior del horno.....	43
5.1.11	Parámetros de trabajo del aire de secado.....	43
5.1.12	Propiedades del aire de secado desde la entrada a la salida del horno	43
5.1.13	Pérdidas de carga en el sistema de tubería de aire de secado en el interior del horno.....	44
5.1.14	Desarrollo de procedimiento de cálculo para el fluido de aire de secado en el interior del horno	44

5.1.15	Cálculo del sistema de aire de secado antes de ingresar al horno.....	46
5.1.16	Pérdidas de carga en el sistema de tubería de aire en la zona exterior de transferencia de calor.....	46
5.1.17	Selección del ventilador para el fluido de proceso.....	50
5.1.18	Cálculo del número de revoluciones	52
5.1.19	Selección del deshumidificador para el aire de secado.....	53
5.1.20	CALCULO PARA EL SISTEMA DE TUBERIA EN EL SUMINISTRO DE GAS PROPANO-BUTANO COMO COMBUSTIBLE.....	54
5.1.21	Propiedades del GLP.....	54
5.1.22	Cálculo del diámetro, velocidad y caudal de la tubería para Gas LP.....	54
5.1.23	Especificación del material de tubería para el suministro de gas combustible.....	55
5.1.24	Determinación del tipo de flujo	57
5.1.25	Cálculo de pérdidas.....	58
5.1.26	Procedimiento para la selección del tanque de GLP.....	61
5.1.27	Soportes para la tubería de cobre.....	64
6	DISEÑO MECÁNICO DEL HORNO	66
6.1.1	Análisis del diseño mecánico del horno.....	66
6.1.2	Consideraciones en el diseño mecánico del horno	66
6.1.3	Cálculo de diseño mecánico	67
6.1.4	Cálculo del grosor de pared de ladrillo refractario en el interior del horno	67
6.1.5	Cálculo del grosor de pared de ladrillo refractario	67
6.1.6	Dimensiones del cilindro y las tapas de ladrillo refractario del horno.....	71
6.1.7	Cálculo de temperatura en las capas de ladrillo refractario y chapa metálica	74
6.1.8	Selección del tipo de lámina metálica envolvente para el recubrimiento del horno	76
6.1.9	Condiciones internas del horno	77
6.1.10	Designación del tipo de material de chapa metálica del casco cilíndrico del horno	77
6.1.11	Dimensiones de las tapas metálicas adyacentes al quemador y a la chimenea	79
6.1.12	Cálculo del tipo de material de tubería de intercambio de calor	91

6.1.13	Indicación del tipo de soporte para sostener el horno cilíndrico de tubos horizontales	92
6.1.14	Cálculo del peso de material total del horno	93
7	SELECCIÓN Y DISEÑO PARA EL SISTEMA DE CONTROL AUTOMATICO DEL HORNO.....	103
7.1.1	Sistema de control Automático.....	103
7.1.2	Dispositivos de mando del horno.....	103
7.1.3	Elementos operativos.....	104
7.1.4	CONDICIONES DE ARRANQUE.....	106
7.1.5	Explicación general de los circuitos automáticos del horno.....	106
8	COTIZACION DE LOS MATERIALES DEL HORNO.....	108
8.1.1	Listado de costo de materiales de los componentes del horno	108
9	CONCLUSIONES.....	110
10	RECOMENDACIONES	112
11	BIBLIOGRAFÍA	114

1 INTRODUCCIÓN

El secado de algunos productos alimenticios al sol es una de las actividades más antiguas practicadas por nuestros ancestros para la conservación de alimentos, pero esa práctica suele ser ineficiente por las variaciones climáticas, más cuando se desea tener mayor producción. En la actualidad el ser humano requiere de métodos efectivos para preservarlos por más tiempo.

En el municipio de Sébaco departamento de Matagalpa se cultivan y comercializan gran cantidad cebollas amarillas. Aunque se han realizado estudios en cuanto a producción de cebollas, actualmente no se implementan métodos adecuados para la preservación de esta hortaliza, generando una problemática en la durabilidad de este producto ya estando en el comercio.

Una alternativa tecnológica para enfrentar esta problemática es diseñar un horno que suministre aire caliente a un túnel de secado con capacidad para tres toneladas de cebollas por hora con el objetivo de eliminar cierta humedad en el producto. Este horno además de cumplir con las exigencias de secado, ha de utilizar Gas licuado de petróleo debido a que proporciona una combustión estable, que genera menor contaminación con respecto a los otros derivados del petróleo.

El Gas Licuado de petróleo (GLP) no origina compuestos de azufre, como lo hacen los combustibles tipo gasoil, evitando así la corrosión de las partes metálicas del equipo y a diferencia de otros, éste genera menos cenizas con lo cual origina menos costos de mantenimiento.

Este gas licuado se almacena a presiones moderadamente bajas, lo que hace posible que se transporte y almacene como un líquido y se use como gas, la quema produce la más limpia de las emisiones de todos los productos a base de aceite, con una baja producción de dióxido de carbono.

Dentro de la industria alimenticia, sobre todo cuando se trata de secado de cebolla, se requiere un control riguroso de aquellas variables que influyen directamente en el equipo, por lo cual recurrimos a un sistema de control automático que nos garantice la regulación desde la quema del combustible hasta la temperatura solicitada en el túnel de secado para la deshidratación de la cebolla.

2 JUTIFICACIÓN

El motivo de realizar esta investigación científica es brindar una solución práctica al secado de cebolla en el municipio de Sébaco ya que esta hortaliza es producida en gran cantidad y como tal presenta problemas en cuanto a su preservación, debido a que el producto una vez secado al aire se conserva durante menos tiempo en el mercado y causa insatisfacción en los distribuidores.

Con el diseño de un horno a base de Gas Licuado de Petróleo (GLP) se pretende calentar aire de acuerdo a la característica para el secado necesaria en flujo másico y temperatura, mejorando su vida útil, lo que beneficiará a los productores. Por otra parte, se debe proponer un diseño novedoso para este equipo garantizando un buen control del proceso de combustión para que se realice un proceso de secado adecuado.

Además, se selecciona el gas licuado de petróleo (GLP) porque proporciona una combustión muy limpia y completa al combinarse con el aire, se almacena de forma segura y se transporta rápidamente y también se adapta muy bien a los sistemas de control automático, además se evita la corrosión de las partes del equipo debido que no contienen cenizas ni residuos, nuestro trabajo consistirá en el diseño hasta entregar aire caliente al túnel de secado de cebolla.

3 OBJETIVOS

3.1.1 Objetivo general

- ❖ Realizar el diseño de un horno a base de gas licuado de petróleo(GLP) para calentar aire de suministro a un túnel de secado de cebolla.

3.1.2 Objetivos específicos

- ❖ Determinar el balance térmico del horno para el calentamiento del aire de secado.
- ❖ Determinar el número de quemadores necesario para la combustión.
- ❖ Determinar el sistema de ductos para el suministro de aire y combustible.
- ❖ Efectuar el dimensionamiento del horno.
- ❖ Elegir dispositivos de control automático en el proceso de quemado y suministro de aire de secado.
- ❖ Realizar planos del proyecto.
- ❖ Realizar cotización de los materiales en el diseño del horno.

4 MARCO TEORICO

4.1.1 VIABILIDAD Y TIPOS DE COMBUSTIBLES PARA EL HORNO

Para seleccionar el combustible adecuado para el buen funcionamiento del horno se analizan las características de la biomasa, el diésel y el Gas Licuado de Petróleo (GLP), como se describe a continuación:

La biomasa: Conocida como energía renovable es obtenida de los desechos de actividades agrícolas y forestales su costo es relativamente barato, pero produce demasiado hollín al combustionarla, lo que provoca frecuentes mantenimientos, además que eleva los precios porque amerita un diseño más complejo.

El diésel: genera gran cantidad de hollín lo que provoca mantenimientos frecuentes y en términos de costos es mucho más caro que la biomasa.

El Gas LP: Es mucho más fácil de combustionarlo respecto a los dos combustibles antes mencionados, produce poco hollín lo que garantiza menos mantenimientos y es más barato que el diésel.

De la descripción antes mencionada descartamos la biomasa y mencionamos a continuación los beneficios del GLP respecto al diésel.

4.1.2 DEFINICION DEL GAS LICUADO DEL PETROLEO (GLP)

El Gas licuado de petróleo (GLP) es un hidrocarburo obtenido de la separación de mezclas gaseosas que se producen en pozos de petróleo crudo o como subproducto del proceso de refinado de petróleo, y contiene 70% de butano (C_4H_{10}) y 30% de propano (C_3H_8) según los datos tomados de Empresa de Generación Eléctrica de Arequipa S.A (EGASA) en Nicaragua presentado en la (Tabla anexo 1.2).

4.1.3 CARACTERÍSTICAS DEL GLP

- ❖ A condiciones atmosféricas está en fase gaseosa, pero al comprimirlo pasa a estado líquido, es decir se licua.
- ❖ Todo incremento en la temperatura se refleja en un incremento de la presión.
- ❖ tiene olor cuando se percibe, debido a una sustancia que se adiciona.
- ❖ Puede almacenarse y transportarse como líquido a alta presión y vaporizarse fácilmente a temperaturas bajas.
- ❖ Al vaporizarse 1 litro de GLP en fase líquida se obtienen aproximadamente 270 litros de GLP en fase vapor.
- ❖ Por sí mismo no es venenoso ni tóxico, pero si se libera en espacios confinados puede presentar riesgos por inhalación, ya que el GLP desplaza el oxígeno.
- ❖ No es corrosivo.
- ❖ Su Combustión es completa y no deja residuo.

4.1.4 BENEFICIOS DEL GAS LP RESPECTO AL DIÉSEL

- ❖ De acuerdo a la empresa ubicada en la ciudad de Sébaco-Matagalpa ver (Tabla anexo 1.1) en la cual se indica que para el diseño de un generador de aire caliente se propone el Gas LP y el diésel como combustibles, pero analizando las características de ambos consideramos el Gas LP como el más viable en cuanto a economía y limpieza con respecto al diésel.
- ❖ El GLP por ser un gas no produce cenizas en cambio el diésel genera gran cantidad de hollín en el serpentín lo que ocasiona mantenimientos periódicos más frecuentes.
- ❖ El GLP es un combustible gaseoso a temperatura ambiente es mucho más fácil de combustionar lo en cambio el diésel aparte de ser líquido y denso necesita gran presión para atomizarlo con el aire.
- ❖ El GLP no provoca derrame de combustible en caso de fugas, en cambio el diésel es más difícil de limpiar por el derrame de combustible.
- ❖ De las características antes expuestas concluimos con la (Tabla 4-1) señalando el combustible más adecuado.

Tabla comparativa de precios del Gas LP vs Diésel según precios del Instituto Nicaragüense de Energía (INE) en la ciudad de Sébaco-Matagalpa.

En la tabla 5.1 el Gas LP representa el 36.65% más económico que el diésel aparte de ser más limpio.

Tabla 4-1, Tabla comparativa de los precios del GLP respecto al diésel

combustible	Precio promedio C\$/Galones
Gas LP	54.4090
Diésel	85.881

El monitoreo de precios de los combustibles se encuentra en la siguiente dirección: (INE, 2016); (INE, Abril 2017).

4.1.5 CARACTERISTICAS DEL HORNO HORIZONTAL PARA LA GENERACION DE AIRE CALIENTE

4.1.6 Clasificación de los tipos de hornos

Los hornos se pueden clasificar de acuerdo a diferentes parámetros como: configuración estructural, configuración o arreglos del serpentín en los tubos de la sección de radiación, forma o arreglo de los quemadores, servicio.

A continuación, se da una clasificación de los hornos de acuerdo a los diferentes parámetros mencionados, ver (Figura 4-1):

- ❖ De acuerdo a la configuración estructural se distinguen: hornos cilíndricos y de cabina, con la posibilidad de múltiples celdas.
- ❖ De acuerdo a la configuración del serpentín de tubos en la sección de radiación se encuentran: vertical, horizontal, helicoidal y en arco.
- ❖ De acuerdo a la ubicación o arreglo de los quemadores: quemador de techo, quemador de piso y quemador lateral o de pared.

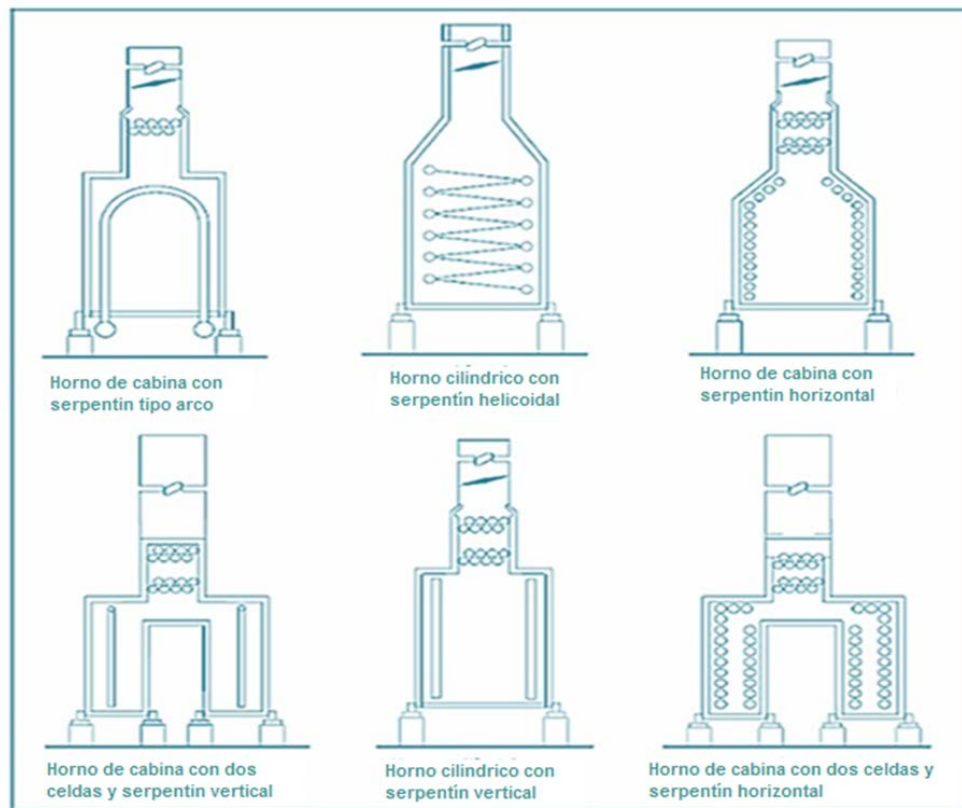


Figura 4-1, Tipo de hornos según su estructura

De acuerdo a la clasificación anterior, y con respecto a los cálculos del capítulo 4, se tiene que es un horno horizontal.

4.1.7 Características generales del horno horizontal

Los hornos también llamados calentadores de fuego directo son equipos en los cuales se suministra calor a un fluido de proceso principalmente por radiación y convección a partir de la circulación de los gases calientes que son productos de la combustión de un combustible en el interior del horno, (Couper, Penney, Fair, & Walas, 1988).

Para el horno a diseñar se ha de considerar de manera principal los efectos de la radiación, con lo cual se ha de dejar como recomendación la consideración de los gases calientes para su reutilización.

4.1.8 Partes principales

Las partes principales del horno, son aquellas que hacen funcionar de manera lógica el equipo, es decir cada una describe su propia aplicación y como tal su funcionamiento en el horno para generar el aire caliente.

De acuerdo con lo anteriormente dicho, se mencionan tres partes fundamentales del horno, sabiendo que existen otras la cuales serán descritas posteriormente.

4.1.9 Serpentin

Representa el conjunto de tubos por cuyo interior circula el aire de secado, y a su vez ocurre la transferencia de calor por radiación con los gases de combustión, (Figura 4.1).

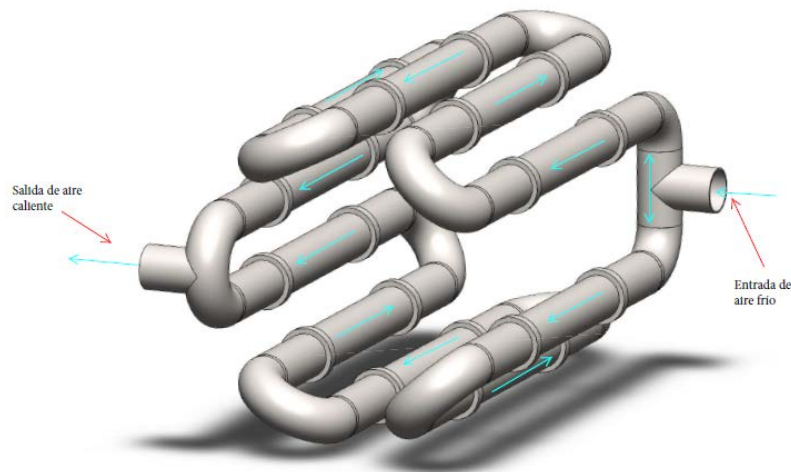


Figura 4-2, Representación de la tubería de intercambio de calor del aire de secado

4.1.10 Quemador

Son equipos contruidos en metal refractario para un rango determinado de cantidades de aire y combustible, que al mezclarlos de la forma más homogénea posible permite el quemado del combustible mediante procesos exotérmicos estables. Deben mantener la llama estable y eficiente para amplios rangos de operaciones, (Figura 4.2).

4.1.11 Chimenea

El dimensionamiento de la chimenea es muy importante debido que proporciona el tiro necesario al equipo. Interesa que la presión en el interior del horno y en la chimenea sea menor a la presión en el exterior ya que la dirección de los fluidos es de las zonas de mayor presión hacia las de menor presión, (Figura 4.2).

4.1.12 Principio de funcionamiento

Como parte fundamental del funcionamiento del horno, se describe el funcionamiento por el cual el aire o fluido de proceso va ser calentado a través del sistema de tubería que es alimentado por aire desde el exterior y a su vez se conecta a una tubería interna en un horno para ser expuesta a la llama y así elevar a la temperatura del aire, y como tal de la misma forma como se expulsa el gas de combustión hacia la atmosfera por medio de la chimenea, ver (Figura 4.2).

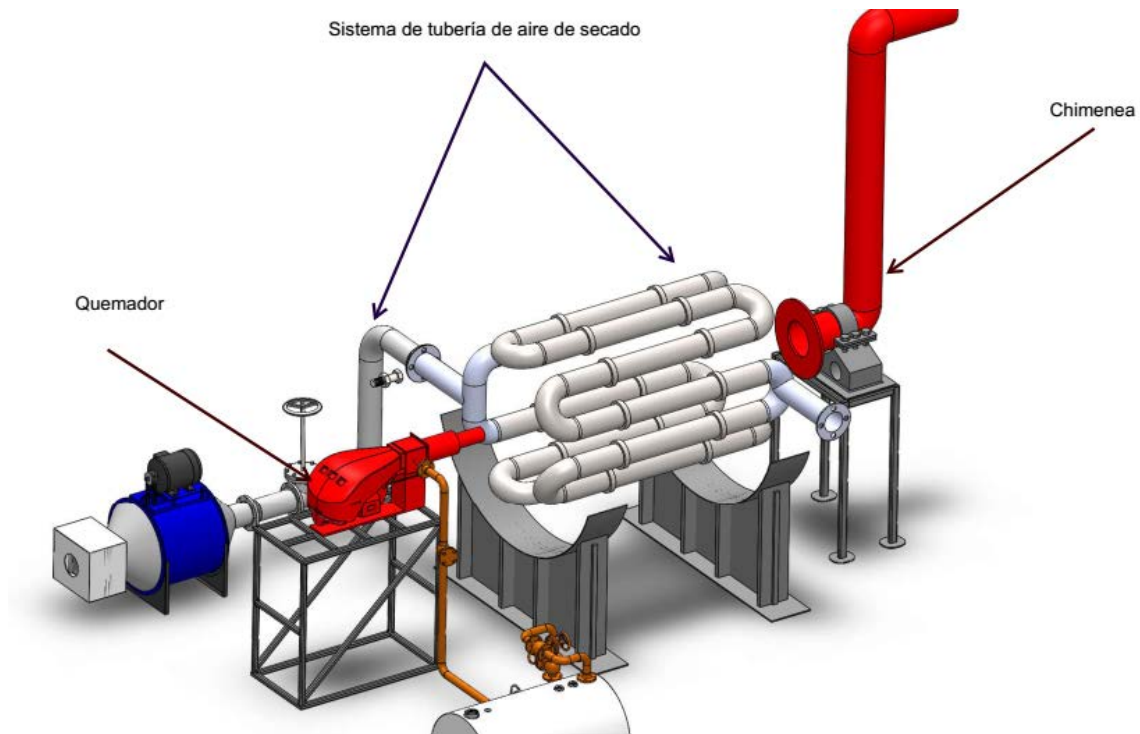


Figura 4-3, Esquema del principio de funcionamiento del horno generador de aire caliente

4.1.13 Aspectos del horno cilíndrico horizontal

Antes de mencionar las ventajas y desventajas, se hace hincapié acerca de este tipo de horno, debido que existen una variedad de equipos de transferencia de calor, que a lo mejor pueden efectuar el mismo trabajo en la generación de aire caliente.

Se muestra de forma simple las siguientes ventajas las cuales son establecidas en base un intercambiador cilíndrico u horno horizontal en comparación a otros tipos de equipos de intercambio de calor.

4.1.14 Ventajas

- ❖ Fácil forma de construcción
- ❖ Se apoya sobre dos soportes.
- ❖ Aprovecha como fuente de energía el calor radiante por la combustión del combustible.
- ❖ Se puede aprovechar los gases calientes de combustión como fuente para la reutilización en el precalentamiento de aire de combustión.
- ❖ Debido a la apariencia física del equipo se puede efectuar de forma más cómoda la limpieza del equipo mismo.

- ❖ No provoca ensuciamiento en el interior de la tubería de flujo de proceso, debido que la transferencia de calor es por radiación.
- ❖ Utiliza como fuente de calor el gas licuado de petróleo. (combustible no muy sucio).

4.1.15 Desventaja

- ❖ Se requiere de materiales altamente resistentes en el caso de los elementos que están expuestos a la llama.
- ❖ En dependencia de la carga térmica requerida, el tamaño del equipo puede variar y de tal forma puede ocupar demasiado espacio.
- ❖ Por efecto de diseño y cualidades propias del equipo y acuerdo a las condiciones de trabajo, se puede requerir de accesorios adicionales para asegurar tanto el diseño mecánico (anillos atiesadores) y térmico (materiales de aislamiento térmico).

4.1.16 BALANCE TÉRMICO

4.1.17 Propósito del balance térmico

Para el diseño del horno generador de aire caliente, se tiene que tener en cuenta todas aquellas fuentes que puedan emitir o liberar energía y como tal aquellas que se desperdician y aquellas que pueden ser de gran utilidad para su reutilización.

4.1.18 Parámetros de operación del equipo

Estos parámetros están basados en las características requeridas del horno, tales como temperatura de salida del aire con su respectivo calor, el cual es necesario para el secado de cebolla y así cumplir la necesidad establecida.

Estos datos de entrada para el diseño son proporcionados por la empresa, la cual establece dichos requisitos y como tal se encuentra adjunto en la (Tabla anexo 1.1)¹.

4.1.19 Cálculo de combustión

Antes de empezar a determinar las características de las formas de energía que se liberan en el horno, se establece la ecuación de balance de masa del combustible y como tal se obtienen los datos de relación de aire-combustible y a su vez la presión total de los gases que se encuentran en el interior del horno, (Figura 4.3).

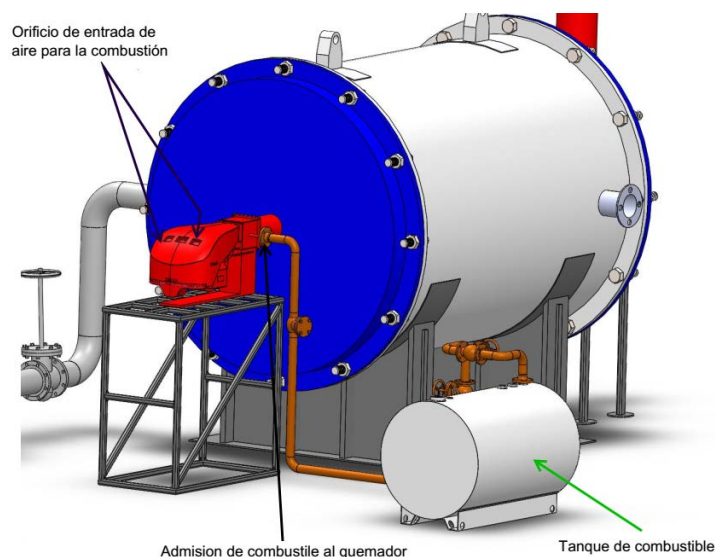


Figura 4-4, Representación de la entrada de combustible y aire para el proceso de combustión

Para tener en cuenta las propiedades del combustible a utilizar, se menciona el dato de (Tabla anexo 1.2)² en los cuales se muestran las propiedades del combustible.

¹ Parámetros de operación del horno

² Propiedades del combustible propano-butano

4.1.20 Ecuación de balance de masa

A través de esta ecuación, se presenta la mezcla de butano-propano del cual está compuesto el combustible, a su vez se dan el exceso de aire empleado para dicho proceso en el cual se recomienda una cantidad del 15% de aire adicional para dicha combustión según, (API, 2016).

Para la ecuación de balance se presenta la ecuación de reacción de la siguiente forma:



Donde:

A, B, C, D : Reactivos y productos correspondientes en la reacción.

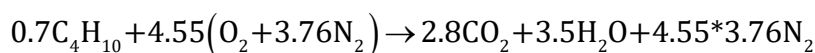
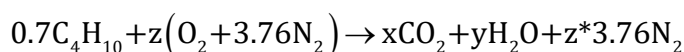
a, b, c, d : Moles correspondientes tanto en los productos y reactivos. (Moles)

Según la ecuación anterior solo se han de tomar en cuenta el combustible mismo y el aire como una combinación de oxígeno y nitrógeno; y en el caso de los productos se obtienen de manera idealizada los componentes de oxígeno, nitrógeno, dióxido de carbono y vapor de agua; caso muy importante que los dos gases últimos mencionados son de gran importancia en la transferencia de calor en el interior del horno.

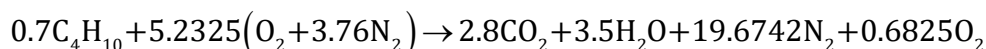
Para los cálculos de combustión usaremos gas propano-butano, el cual se detalla sus propiedades en la (Tabla anexo 1.2)

4.1.20.1 Ecuación de balance para el butano

En la ecuación de balance de masa, para el butano se toma en cuenta su porcentaje al cual está presente en la reacción la cual es al 70% y como tal se termina dicha ecuación para una cantidad de un mol de combustible del mismo.



Agregándole el 15 % de exceso de aire

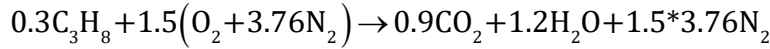
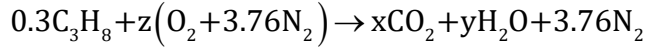


Dividiendo la ecuación entre 0.7 para obtener en moles de combustible

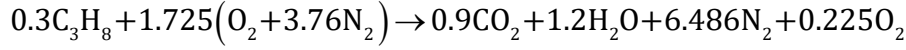


4.1.20.2 Ecuación de balance para el propano

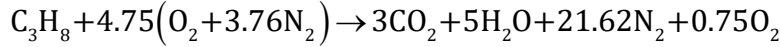
De igual forma, para el propano se repiten los mismos pasos para balancear dicha ecuación, solo que teniendo en cuenta que dicha concentración está al 30%.



Agregándole el 15% de exceso de aire



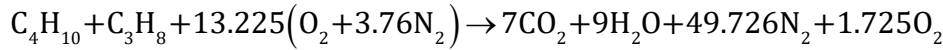
Dividiendo la ecuación entre 0.3 para obtener en moles de combustible



4.1.20.3 Calculo de la relación de aire-combustible

Para el cálculo de la relación de aire combustible se combinan las ecuaciones de butano y se totaliza la cantidad de moles de aire y combustible para dicha reacción.

Combinando las ecuaciones de butano-propano.



$$AF = \frac{m_{aire}}{m_{combustible}} \quad (2.2)$$

$$AF = \left[\frac{(N*M)_{Aire}}{(NM)_C + (NM)_{H_2}} \right] \quad (2.3)$$

$$AF = \left[\frac{(13.225) * (4.76 \text{ lb}_{mol}) * (28.97 \text{ lb}_m / \text{lb}_{mol})}{((58.12) + (44.09)) (lb_{mol} * \text{lb}_m / \text{lb}_{mol})} \right]$$

$$AF = 17.8425 \text{ lb}_{m.aire} / \text{lb}_{m.comb}$$

Donde:

C_4H_{10} : Componente butano como reactivo en el proceso de combustión.

C_3H_8 : Componente propano como reactivo en el proceso de combustión.

O_2 : Componente oxígeno como reactivo y producto en el proceso de combustión.

N_2 : Componente nitrógeno como reactivo y producto en el proceso de combustión.

CO_2 : Componente dióxido de carbono como producto de la combustión.

H_2O : Componente vapor de agua como producto de la combustión.

AF: Relación de aire-combustible. ($lb_{m.aire}/lb_{m.comb}$)

m_{aire} : Masa de aire. ($lb_{m.aire}$)

$m_{combustible}$: Masa de combustible. ($lb_{m.comb}$)

N: Número de moles. (lb_{mol})

M: Masa molar. (lb_m/lb_{mol})

4.1.20.4 Calculo de la presión total en el interior del horno

Para totalizar la presión total en el interior del horno, se toma en cuenta la ley de Dalton que establece que la presión total de una mezcla es igual a la suma de todas las presiones de los gases individuales que se encuentran en el recinto.

De tal forma para encontrar la presión total, se toma que la presión parcial de un gas cualquiera es igual al producto de su fracción molar por la presión total de la mezcla.

$$\frac{P_1}{P_T} = \frac{N_1}{N_T} \quad (2.4)$$

$$P_T = \frac{P_1 * N_T}{N_1} \quad (2.5)$$

Para obtener la presión total, se usa una formula independiente la cual trata de una ecuación cuadrática que involucra el exceso de aire y como tal esta calculara la presión parcial del vapor de agua de la siguiente forma.

$$P_{H_2O} = 6 * 10^{-6} (X_{th})^2 - 0.0014 (X_{th}) + 0.1883 \quad (2.6)$$

$$P_{H_2O} = 6 * 10^{-6} (15)^2 - 0.0014 (15) + 0.1883$$

$$P_{H_2O} = 0.16865 \text{ atm}$$

Una vez calculada la presión parcial del vapor de agua, se calcula la presión total con la ecuación anterior de la siguiente manera.

$$P_{T.Gas} = \frac{P_{H_2O} * N_{T.Moles}}{N_{Moles.de H_2O}} \quad (2.7)$$

$$P_{T.Gas} = \left[\frac{(0.16865 \text{ atm}) * (67.451 \text{ moles})}{(9 \text{ moles})} \right]$$

$$P_{T, Gas} = 1.264144183 \text{ atm}$$

$$P_{T, Gas} = 1.3 \text{ atm}$$

$$P_{T, Gas} = 19.10473 \frac{\text{lb}_f}{\text{pulg}^2}$$

Donde:

N_T : Número total de moles de un componente de gas en la combustión. (moles)

$N_{T, Moles}$: Número total de moles de gas en el interior del horno. (moles)

N_1 : Numero de moles de un componente. (moles)

P_T : Presión total. ($\text{lb}_f/\text{pulg}^2$)

P_1 : Presión parcial de un componente de gas en la combustión. ($\text{lb}_f/\text{pulg}^2$)

P_{H_2O} : Presión parcial del vapor de agua en el interior del horno. ($\text{lb}_f/\text{pulg}^2$)

$P_{T, Gas}$: Presión total de los gases de la combustión en el interior del horno. ($\text{lb}_f/\text{pulg}^2$)

X_{th} : Exceso de aire para la combustión.

4.1.21 Planteamiento de las entalpías entrantes y salientes del horno cilíndrico de tubos horizontales

A través de este balance térmico se establecen las fuentes que liberan calor y aquellas que son desperdiciadas y como tal la que es absorbida por los tubos que transportan el fluido de proceso (aire), el cual lleva una parte de calor requerido para dicha necesidad en el proceso de secado, (Figura 4.4).

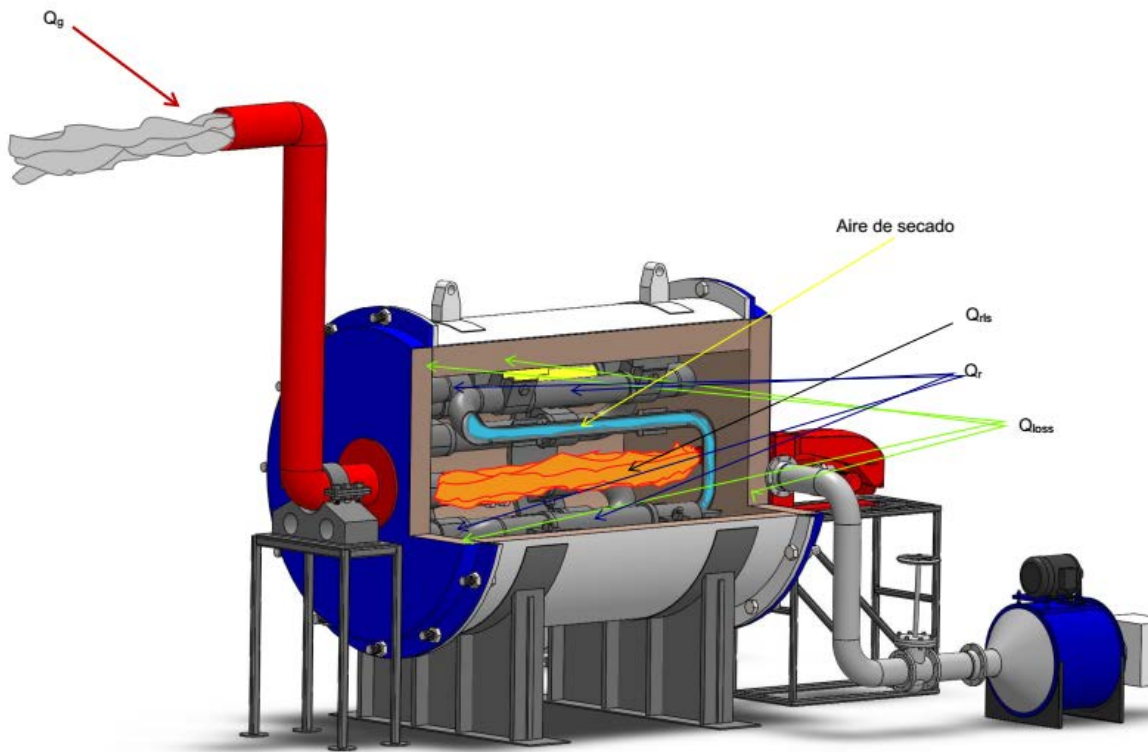


Figura 4-5, Representación de las entalpías entrantes y salientes en el horno

4.1.22 Ingreso de calor en la sección radiante del horno

Para establecer las distintas fuentes que liberan calor, (Figura 4.4), se establece la siguiente ecuación presentada a continuación:

$$Q_{in} = Q_{rls} + Q_{air} + Q_{fuel} + Q_{steam} + Q_{reg} \quad (2.8)$$

4.1.23 Salida u absorción de calor en la sección radiante del horno

De igual forma las fuentes que absorben el calor y que se desperdician, (Figura 4.4), se muestran a continuación.

$$Q_{out} = Q_r + Q_{loss} + Q_g \quad (2.9)$$

En donde:

Q_{in} : Ingreso de calor. (Btu/h)

Q_{out} : Salida de calor. (Btu/h)

Q_{rls} : Calor liberado por el combustible. (Btu/h)

Q_{air} : Calor sensible del aire. (Btu/h)

Q_{fuel} : Calor sensible del combustible. (Btu/h)

Q_{steam} : Calor para atomizar. (Btu/h)

Q_{reg} : Calor de los gases recirculados. (Btu/h)

Q_r : Calor absorbido por el fluido de proceso (aire de secado). (Btu/h)

Q_{loss} : Calor que se pierde a través de las paredes del horno. (Btu/h)

Q_g : Calor de los gases de combustión que está saliendo de la sección radiante. (Btu/h)

De este capítulo se establece que el calor sensible del aire y de combustible no son utilizados, debido que para dicho caso se requeriría un precalentamiento de los respectivos fluidos y por lo tanto esto influiría más gastos para el diseño del horno; por otra parte, el calor para atomizar el combustible solo es de utilidad cuando el combustible es líquido según, (KERN, 1999), caso contrario de este en el cual se utiliza combustible gaseoso.

Para el calor de los gases de combustión que sale del horno, se deja como recomendación para la reutilización y por lo tanto para mejorar la eficiencia del equipo.

4.1.24 Cálculo del diámetro de tubería para el aire de secado en el interior del horno.

En el cálculo del diámetro de tubería, se plantea de manera preliminar los rangos de velocidades recomendables para flujo de aire en tubería, lo cuales a su vez son utilizados en la ecuación general de la energía, y a manera de selección se tomará aquel diámetro el cual sea más pequeño, debido a que este influye en los cotos.

Según (McCabe, Smith, & Harriott, 2005), para el aire o vapores a presiones moderadas, la velocidad óptima es de 20 a 80 ft/s (6 a 24 m/s). Para el flujo en tubos intercambiadores de calor, la velocidad máxima diseñada es con frecuencia mayor, debido al aumento de la transferencia de calor a velocidades del fluido.

La configuración de los tubos por donde fluye el aire de secado, tiene un arreglo en paralelo, lo cual hace de ver que tiene un punto en común a la entrada y un punto en común a la salida, de tal forma que se trata de un arreglo simétrico, (Figura 4.5).

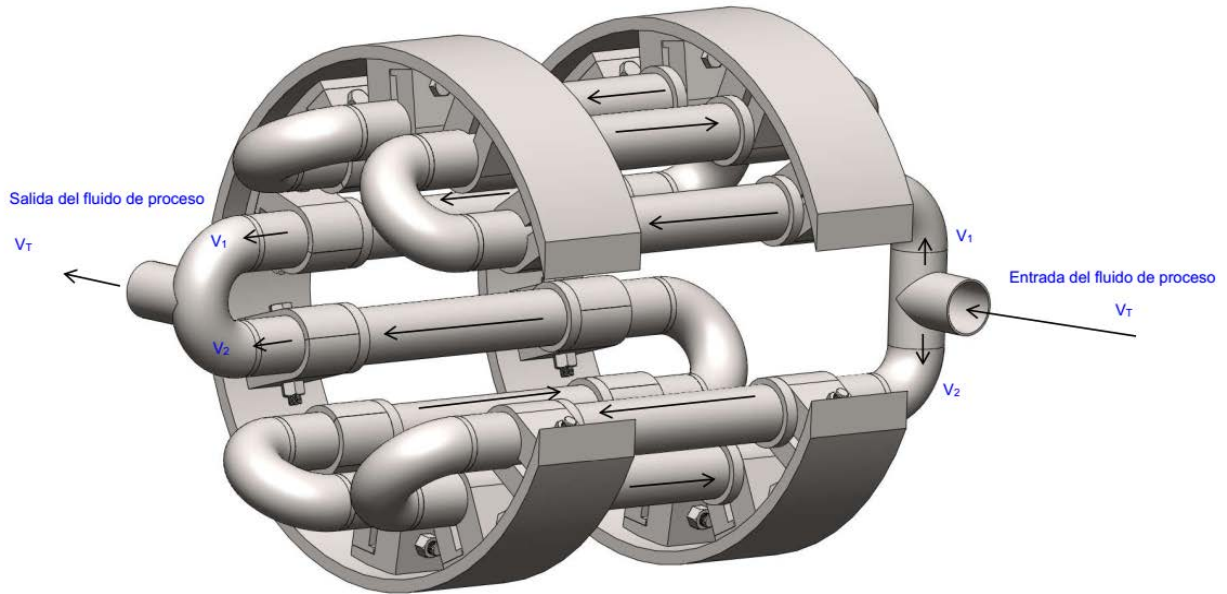


Figura 4-6 Representación en 3D del haz de serpentín de intercambio de calor

Una vez establecida la configuración de la tubería por donde circula el aire de secado, se tiene en cuenta que existe un caudal total, el cual se divide en partes iguales y como tal se utiliza la ecuación general de la energía para determinar dichos flujos por unidad de tiempo, a través de las siguientes ecuaciones:

$$\dot{V}_T = \dot{V}_1 + \dot{V}_2 \quad (2.10)$$

$$\dot{V}_1 = \dot{V}_2 = \dot{V} \quad (2.11)$$

$$\dot{V}_T = 2\dot{V} \quad (2.12)$$

$$\dot{m}_T = \rho \times \dot{V}_T \quad (2.13)$$

$$Q_r = \dot{m}_T C_p (T_e - T_i) \quad (2.14)$$

$$Q_r = \rho \times \dot{V}_T \times C_p \times (T_e - T_i) \quad (2.15)$$

$$Q_r = \rho \times 2\dot{V} \times C_p \times (T_e - T_i) \quad (2.16)$$

$$\dot{V} = \frac{Q_r}{2\rho \times C_p \times (T_e - T_i)} \quad (2.17)$$

$$\dot{V} = A_c \times v \quad (2.18)$$

$$v = \frac{\dot{V}}{A_c} \quad (2.19)$$

$$\dot{m}_T = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \quad (2.20)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} \quad (2.21)$$

$$\dot{m} = \rho * \dot{V} \quad (2.22)$$

En donde:

\dot{V}_T : Flujo volumétrico total. (pie³/h)

$\dot{V}_1 = \dot{V}_2 = \dot{V}$: Flujo volumétrico en cada rama. (pie/h ó pie/s , m/s)

\dot{m}_T : Flujo másico total. (lb_m/h)

$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$: Flujo másico en cada rama. (lb_m/h)

ρ : Densidad del fluido. (lb_m/pie³)

C_p : Calor específico del fluido. (Btu/h · R)

v : Velocidad del fluido en cada rama. (pie/h ó pie/s , m/s)

A_c : Área de sección transversal interna de tubería. (pie²)

Q_r : Tasa de transferencia de calor en el fluido de proceso. (Btu/h)

T_e y T_i : Temperatura de salida y entrada del fluido de proceso.(°F)

Las ecuaciones anteriores, fueron solucionadas alternamente a través del programa (Software, 1992-2008), el cual se encuentra en la (Tabla anexo 7.1) de modo que el valor más cercano para dicho diámetro es de 8 pulgadas, este valor se logra ver en la fila 61 que está resaltada en celeste siendo este el diámetro más pequeño y de tal forma, se recalculan dichos valores de flujo por unidad de tiempo con el diámetro interno correspondiente al de 8 pulgadas.

Una vez obtenido los valores de flujo por unidad de tiempo (Tabla anexo 7.2), dichos valores son utilizados en capítulo 7 para los cálculos de pérdidas del fluido de proceso (Aire de Secado), por lo tanto, dichos resultados se ven abajo en la (Tabla 4-2) de resultados a este cálculo.

Tabla 4-2, Resultados de cálculos del flujo de aire de secado por unidad de tiempo.

Datos y resultados del cálculo de flujo de aire por unidad de tiempo			
Datos	Valor	Resultados	Valor
Temperatura de entrada	77 °F	Flujo volumétrico total	208272 pie ³ /h
Temperatura de salida	230 °F	Flujo volumétrico medio	104136 pie ³ /h
Calor específico	0.2406 Btu/h · R	Flujo másico total	13476 lb _m /h
Densidad	0.0647025 lb _m /pie ³	Flujo másico medio	6738 lb _m /h
Diámetro interno de tubería	0.6651 pie	Velocidad interna en la tubería	299750 pie/h
Área de sección transversal de tubería	0.3474 pie ²		82.26 pie/s
Taza de transferencia de calor	992131.8911 Btu/h		25.38 m/s

4.1.25 Procedimiento del cálculo de número de tubos requeridos para el calentamiento del aire

Este procedimiento, trata de estimar de manera preliminar la cantidad de tubos necesarios para el calentamiento del aire, de modo que esto se termina de comprobar al encontrar la temperatura requerida de la llama y como tal determinar si dicha temperatura genera la carga para dicha superficie de transferencia de calor, la cual está en presencia de la llama y como tal recibe dicho calor por radiación.

4.1.26 Cálculo del calor liberado por combustión

El calor liberado por el combustible, está dado en términos de la relación del calor de aire de secado y la eficiencia del horno.

$$Q_{rls} = \frac{Q_r}{\eta} \quad (2.23)$$

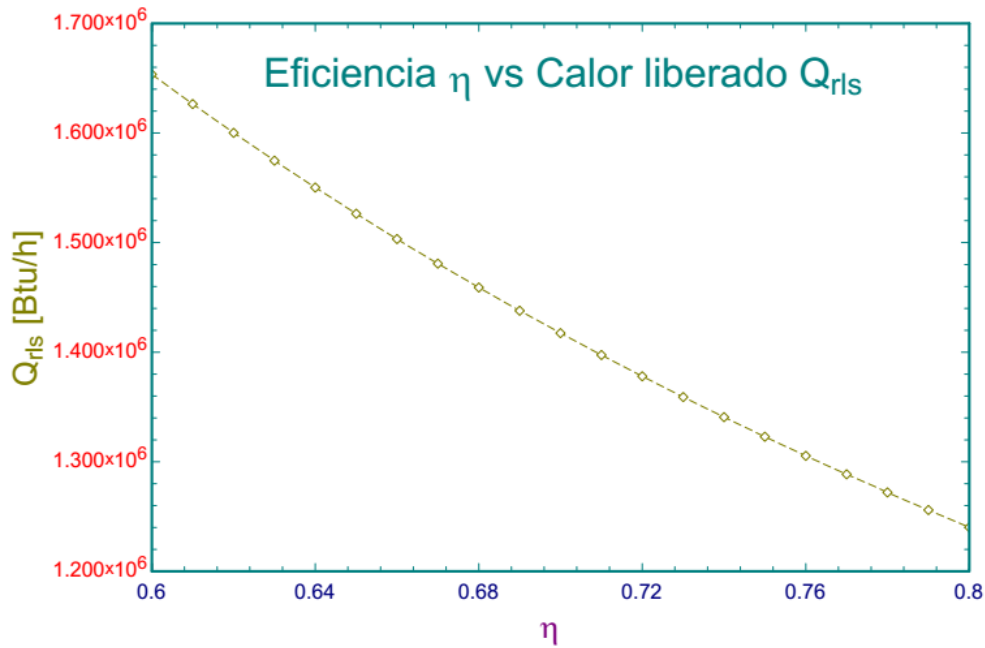
$$Q_{rls} = \frac{992131.8911}{0.75}$$

$$Q_{rls} = 1322842.521 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

La eficiencia recomendada para este diseño es de 75%, un valor recomendado según (Couper et al., 1988).

Para ver el comportamiento del calor liberado en base la eficiencia, se presenta la (Tabla 4-3), la cual ha sido generada con el programa (Software, 1992-2008).

Tabla 4-3 Variación del calor liberado según la eficiencia



La grafica de la eficiencia con respecto al calor liberado, muestra entre menos sea este valor de eficiencia, los valores de calor liberado serán más alto y de manera que el consumo de combustible se aumenta.

4.1.27 Cantidad de requerida de combustible y aire para la combustión

Las cantidades de aire y combustible necesaria para la combustión, están en relación en base al calor liberado por la combustión del combustible y los datos calculados de la relación de aire-combustible y datos de tabla de poder calorífico inferior de dicho combustible. De tal forma se establece el procedimiento para los diferentes fluidos en la combustión:

$$\dot{m}_{\text{fuel}} = \frac{Q_{rls}}{NVC} \quad (2.24)$$

$$\dot{m}_{\text{fuel}} = \frac{1322842.521 \text{ Btu/h}}{19866 \text{ Btu/lb}_m}$$

$$\dot{m}_{\text{fuel}} = 66.58826744 \text{ lb}_m/\text{h}$$

$$\dot{m}_{\text{air}} = \dot{m}_{\text{fuel}} * AF \quad (2.25)$$

$$\dot{m}_{\text{air}} = \frac{66.58826744 \text{ lb}_m/\text{h}}{17.8454 \text{ lb}_m/\text{lb}_m}$$

$$\dot{m}_{\text{air}} = 1188.294268 \text{ lb}_m/\text{h}$$

En donde:

\dot{m}_{air} : Flujo másico de aire necesario para la combustión. (lb_m/h)

\dot{m}_{fuel} : Flujo másico de combustible para la combustión. (lb_m/h)

NVC: Poder calorífico del combustible. (Btu/lb_m)

AF: Relación de aire combustible. ($\text{lb}_{m.\text{aire}}/\text{lb}_{m.\text{comb}}$)

4.1.28 Cálculo de la superficie radiante

Este procedimiento tiene como propósito aproximar el área de tubería requerida para el intercambio de calor que ocurre a través de la llama y dicha superficie. Hay que mencionar que se elige un flujo de calor para dicho horno, el cual actúa como un recalentador, y como tal se presentan los flujos de calor radiante a través de tabla de (Tabla anexo 1.3)³.

Antes de realizar los cálculos pertinentes de superficie radiante, o simplemente el cálculo de tubos que sean necesarios para dicha transferencia de calor, se toma como idea de procedimiento que la longitud total de tubería se basa como un segmento de longitud única ver (Figura 4.6) y que una vez determinado dicho valor, esta longitud será dividida de acuerdo a la longitud especificada para cada tubo.

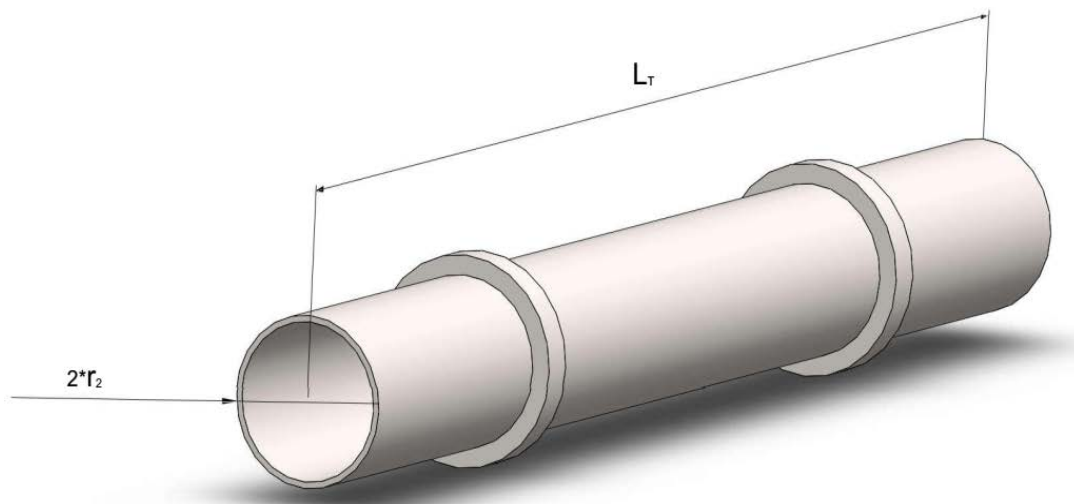


Figura 4-7 Segmento de longitud de tubería

El cálculo del área de transferencia de calor se determina de la siguiente forma a continuación:

³ Típicos flujos radiantes y temperaturas de proceso

$$\dot{q} = \frac{Q_r}{A_T} \quad (2.26)$$

$$A_T = \frac{Q_r}{\dot{q}} \quad (2.27)$$

$$A_T = \frac{992131.8911 \text{ Btu/h}}{10000 \text{ Btu/h} \cdot \text{pie}^2}$$

$$A_T = 99.21318911 \text{ pie}^2$$

$$C_T = 2\pi r_2 \quad (2.28)$$

$$C_T = 2 * \pi * \left(\frac{7.981 \text{ pulg}}{12} \frac{\text{pie}}{\text{pulg}} \right)$$

$$C_T = 2.089420914 \text{ pie}$$

$$L_T = \frac{A_T}{C_T} \quad (2.29)$$

$$L_T = \frac{99.21318911 \text{ pie}^2}{2.089420914 \text{ pie}}$$

$$L_T = 47.483582 \text{ pie}$$

En donde:

\dot{q} : Flujo de calor radiante. (Btu/h · pie)

A_T : Área superficial de tubería. (pie²)

L_T : Longitud total de tubería. (pie)

C_T : Perímetro de la circunferencia exterior de tubería. (pie)

r_2 : Radio exterior de tubería. (pulg)

4.1.29 Número de tubos requeridos

Una vez obtenida la longitud de tubería, y teniendo en cuenta una longitud de 9ft por cada tubo, se obtiene el número de tubos en la siguiente ecuación:

$$N_T = \frac{L_T}{l_{PT}} \quad (2.30)$$

$$N_T = \frac{47.483582 \text{ pie}}{9 \text{ pie}}$$

$$N_T = 5.27953556 \text{ tubos}$$

En donde:

N_T : Número de tubos requeridos. (Adimensional)

l_{PT} : Longitud por cada tubo. (pie)

Nota:

Para este cálculo, la cantidad de tubería resulto ser de 5 tubos; más sin embargo la cantidad apropiada es de 10 tubos los cuales se ha de comprobar en cálculos posteriores.

4.1.30 Cálculos de áreas interna expuesta a la llama en el interior del horno

En este cálculo se trata de ver las diferentes áreas receptoras de transferencia de calor las cuales influyen en la absorción y la irradiación de calor, de tal forma para así poder distribuir el calor de manera equitativa en toda la superficie de tubería.

Estas áreas son de manera interna en el horno (Figura 4.7) la cuales en cada cálculo se ha de determinar para encontrar la superficie efectiva de refractario.

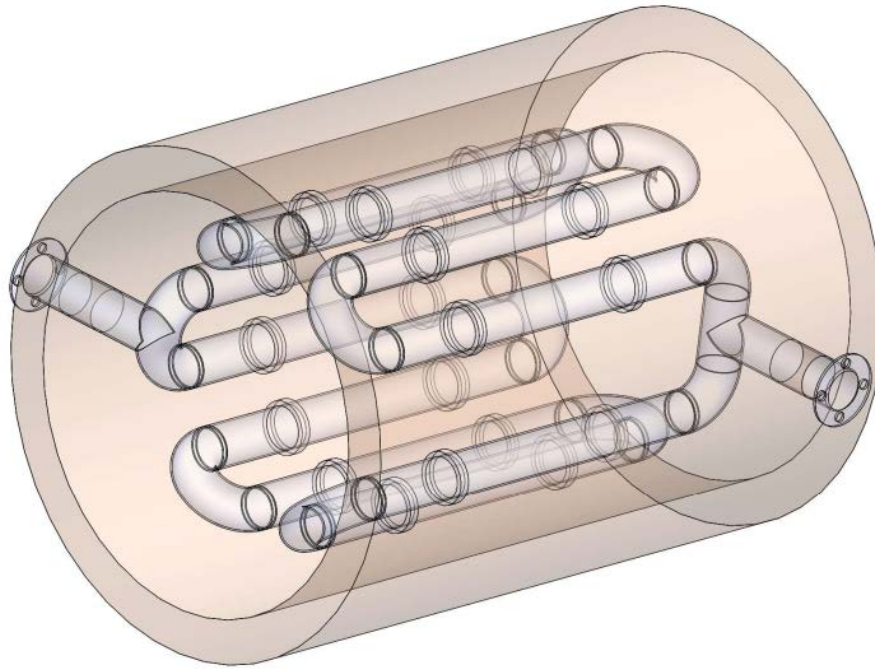


Figura 4-8, Componentes interno en el cálculo de áreas expuestas a la llama

Para todas estas áreas, las dimensiones a tratar se han de ver acorde los planos que se encuentran en los anexos.

4.1.30.1 Cálculo de área de plano frío

El área de plano frío, es el área que reemplaza los tubos; y es igual al número de tubos por su longitud por su espaciado de centro a centro y por un factor α para obtener una superficie fría real.

Para el espaciado de centro a centro de tubería se toma como recomendación según (Couper et al., 1988), la cual indica que su valor es el doble del diámetro de tubería.

Por otra parte, la longitud de tubería es de 9 ft de altura, este valor se tomó como parte del diseño, el cual además está en el rango de los valores estipulados de la literatura Calentadores a fuego el cual estipula un máximo de 60 ft de altura, ver (Figura 4.8).

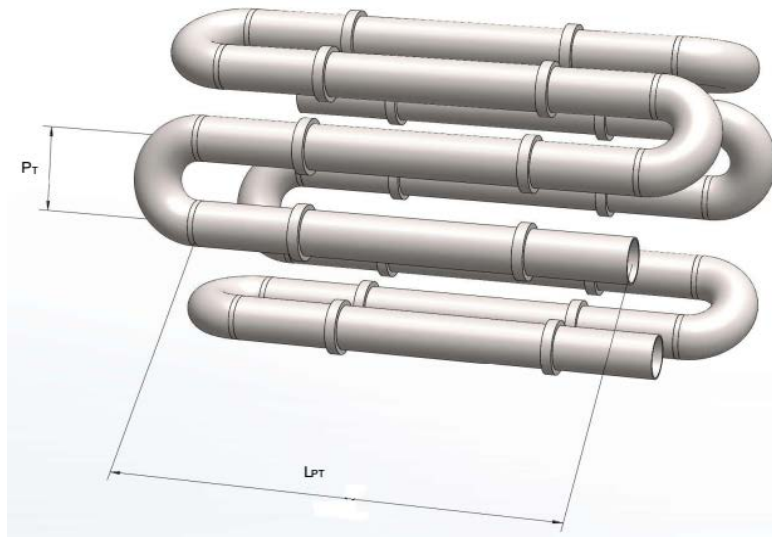


Figura 4-9, Dimensiones para el cálculo del área de plano frío

De tal forma que la ecuación del área de plano frío son las siguientes:

$$X_1 = \frac{P_T}{d_2} \quad (2.31)$$

$$X_1 = \frac{16 \text{ pulg}}{8.625 \text{ pulg}}$$

$$X_1 = 1.855072464$$

$$\alpha = 1 - [0.0277 + 0.0927(X_1 - 1)] * [(X_1 - 1)] \quad (2.32)$$

$$\alpha = 1 - [0.0277 + 0.0927(1.855072464 - 1)] * [(1.855072464 - 1)]$$

$$\alpha = 0.7636$$

$$A_{cp} = \alpha * l_{PT} * P_T * N_T \quad (2.33)$$

$$A_{cp} = 0.7636 * 9 \text{ pie} * \frac{16}{12} \text{ pie} * 10 \text{ tubos}$$

$$A_{cp} = 91.632 \text{ pie}^2$$

En donde

X_1 : Relación entre distancia de centro a centro y diámetro de tubería. (Adimensional)

P_T : Distancia de centro a centro de tubería. (pulg)

d_2 : Diámetro exterior de tubería. (pulg)

l_{PT} : Longitud por cada tubo. (pie)

N_T : Número de tubos requeridos. (Adimensional)

α : Factor por el cual A_{cp} debe reducirse para obtener la superficie fría real. (Adimensional)

A_{cp} : Área de plano frío. (pie^2)

4.1.30.2 Cálculo de área de superficie de refractario

El área de superficie de refractario, trata de la superficie que esta paralela a los tubos y como tal la que está en presencia de la llama. Por lo tanto, esto es el área lateral y la parte inferior del cilindro. Para la dimensión de la altura del cilindro de pared refractaria, se le agrega un pie de separación tanto del piso del horno y un pie adicional después de la altura total de tubería según, (API, 2016).

El diámetro de la superficie interior de refractario esta 1.5 veces de separación de diámetro de tubería a la pared de refractario según (API, 2016).

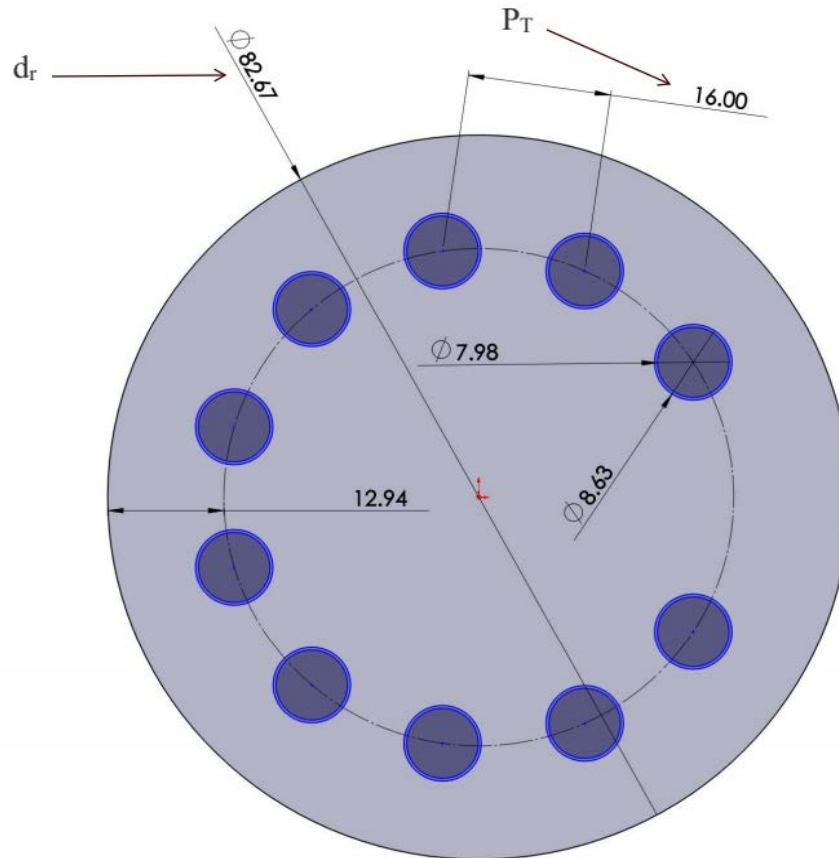


Figura 4-10, Dimensiones internas de la agrupación de tubos y cilindro refractario

Para la construcción de la parte del círculo de la parte inferior del horno se utilizó el programa SolidWorks, lo cual a su vez se empezó a construir un polígono de 12 lados, ver (Figura 4.9), en los cuales van ubicados los 10 tubos a utilizar y como tal dos de ellos no son puestos, debido que aquí se deja un espacio adicional para la construcción de una posible puerta y para tomar la dimensión del diámetro interno de la pared de refractario, solamente se tomó la distancia del centro de tubería a la pared misma para así obtener dicho valor de diámetro.

De igual forma para la altura de este se ve en la figura arriba un cilindro abierto con sus dimensiones en pulgadas ver (Figura 4.10).

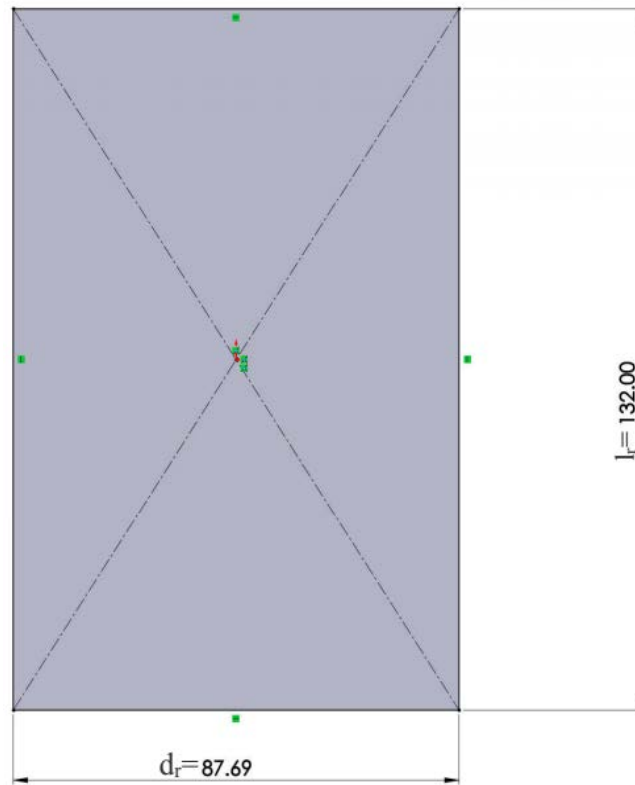


Figura 4-11, Representacion de superficie interna de ladrillo refractaria de forma abierta

Las ecuaciones para cálculos de superficie refractaria son las siguientes:

$$A_s = A_l + A_b \quad (2.34)$$

$$A_l = \pi * d_r * l_r \quad (2.35)$$

$$A_l = \pi * \left(\frac{82.67 \text{ pulg}}{12 \text{ pulg}} * 1 \text{ pie} \right) * 11 \text{ pie}$$

$$A_l = 238.0725093 \text{ pie}^2$$

$$A_b = \pi \left(\frac{d_r}{2} \right)^2 \quad (2.36)$$

$$A_b = \pi * \left(\frac{87.694 \text{ pulg} / 12 \text{ pulg} * 1 \text{ pie}}{2} \right)^2$$

$$A_b = 37.27548171 \text{ pie}^2$$

$$A_s = (238.0725093 + 37.27548171) \text{ pie}^2$$

$$A_s = 275.347991 \text{ pie}^2$$

En donde

A_s : Área de la superficie de refractario que está expuesta a la llama. (pie^2)

A_l : Área lateral de la superficie interna de refractario. (pie^2)

A_b : Área de superficie inferior interna de refractario. (pie^2)

d_r : Diámetro interno de la circunferencia de pared de refractario. (pie)

l_r : Altura de la pared de refractario. (pie)

4.1.30.3 Cálculo de la superficie efectiva de refractario

Esta área se define como el área total del horno menos el área de plano frío, dicha ecuación se presenta a continuación:

$$A_w = A_s - A_{cp} \quad (2.37)$$

$$A_w = (275.347991 - 91.362) \text{ pie}^2$$

$$A_w = 183.985991 \text{ pie}^2$$

En donde:

A_w : Superficie efectiva de refractario. (pie)

4.1.31 Cálculo de la presión de los gases de combustión según el exceso de aire

El cálculo de la presión de los gases del H_2O y el CO_2 , son de gran importancia para los cálculos de emisividad del gas, además estos son los únicos constituyentes radiantes. Incluso estos también indican una concentración de las moléculas mismas en el horno.

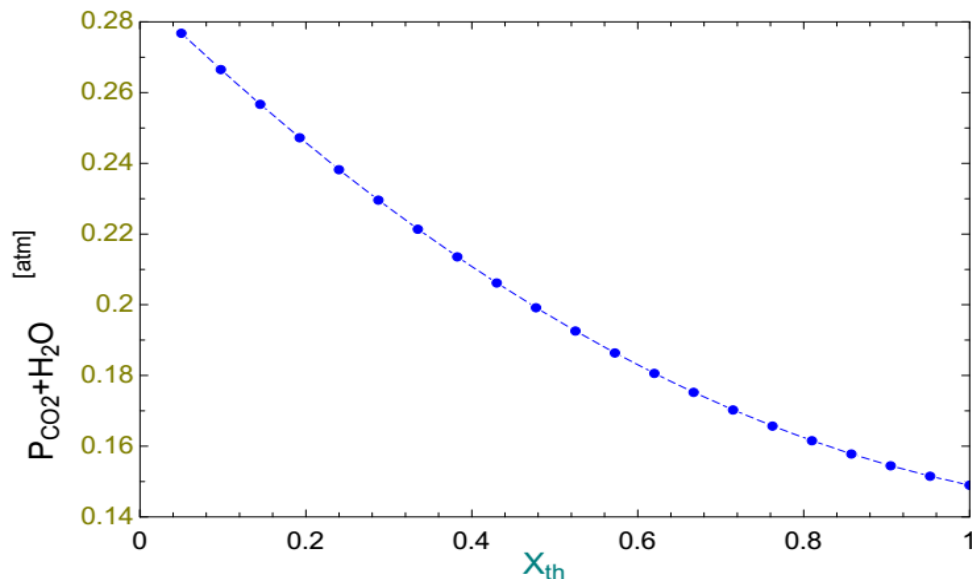
La ecuación la presión de los gases se establece como una función del exceso de aire y se realiza un tabla de presión vs exceso de aire según el programa (Software, 1992-2008), y se describe a continuación, ver (Tabla 4-4):

$$P_{CO_2+H_2O} = 0.288 - 0.229X_{th} + 0.090X_{th}^2 \quad (2.38)$$

$$P_{CO_2+H_2O} = 0.288 - 0.229(0.15) + 0.090(0.15)^2$$

$$P_{CO_2+H_2O} = 0.2557 \text{ atm}$$

Tabla 4-4, Variación de la presión parcial del dióxido de carbono y vapor de agua con respecto al exceso de aire



En donde:

$P_{CO_2} + P_{H_2O}$: Suma de las presiones correspondientes de vapor de agua y dióxido de carbono. (atm)

X_{th} : Exceso de aire. (%)

$$X_{th} = 0.15$$

4.1.32 Cálculo del producto de la presión del gas y la longitud media de trayectoria del gas

La longitud de la trayectoria media, es la profundidad promedio de los gases de combustión en todas las direcciones para cada uno de los puntos circundantes del horno.

La relación establecida en este horno de secado se basa en las dimensiones obtenidas, siendo así que esta tiene las características de dimensiones de diámetro y 11 pie de altura; por lo tanto, se utiliza la relación segunda de la (Tabla 4-5).

Tabla 4-5 Longitud media para hornos cilíndricos

Hornos cilíndricos	
Relaciones dimensionales (Diámetro/Altura)	Longitud media L(pie)
$d * d$	$2/3 * \text{diámetro}$
$d * 2d$ ó $d * \propto d$	$1 * \text{diámetro}$

En este cálculo se tomó la valorización de la segunda condición de la longitud media debido que la altura es casi 1.5 veces la dimensión del diámetro según (KERN, 1999). El producto de la presión y la longitud media son de gran importancia para los posteriores cálculos de emisividad, lo cual queda establecido dicho producto de la siguiente forma:

$$P * L = (0.2557 * 6.889166667) \text{ atm} \cdot \text{pie} \quad (2.39)$$

$$P * L = 1.761559917 \text{ atm} \cdot \text{pie}$$

En donde:

L: Longitud media. (pie)

P: Presión total del vapor de agua y el dióxido de carbono. (atm)

4.1.33 Cálculo de la temperatura de la llama para generar la carga térmica

A través de este cálculo se determina la temperatura necesaria para generar la carga térmica que ha de llevar el aire como producto final. Por otra parte, se describe dos factores que son de gran importancia en el cálculo de la temperatura de la llama, los factores de emisividad y factor de intercambio son descritos para una mejor comprensión.

Para los cálculos de la temperatura de la llama, se utilizó el solucionador de ecuaciones EES (Software, 1992-2008), en el cual se planteó las ecuaciones de 7.40 a 7.48 para su respectiva solución.

4.1.33.1 Emisividad del gas

La emisión o emisividad del gas de combustión que participa en el proceso de transferencia de calor se da en función de la longitud media y la presión parcial de dichos gases a través de las siguientes ecuaciones:

$$\phi = a_1 + b_1(PL) + c_1(PL)^2 \quad (2.40)$$

$$z_1 = \frac{(T_g + 460)}{1000} \quad (2.41)$$

$$\begin{aligned} a_1 &= 0.47916 - 0.19847z_1 + 0.022569z_1^2 \\ b_1 &= 0.047029 + 0.0699z_1 - 0.01528z_1^2 \\ c_1 &= 0.000803 - 0.00726z_1 + 0.001597z_1^2 \end{aligned} \quad (2.42)$$

4.1.33.2 Factor de intercambio

El factor de intercambio es una fracción de calor disponible por radiación de la llama que realmente se absorbe por la superficie de los tubos. Para el cálculo del factor de intercambio se establecen las siguientes ecuaciones a continuación:

$$F = a_2 + b_2\phi + c_2\phi \quad (2.43)$$

$$z_2 = \frac{A_w}{A_{cp}} \quad (2.44)$$

$$\begin{aligned} a_2 &= 0.00064 + 0.0591z_2 + 0.00101z_2^2 \\ b_2 &= 1.0256 + 0.4908z_2 + 0.058z_2^2 \\ c_2 &= -0.144 - 0.552z_2 + 0.040z_2^2 \end{aligned} \quad (2.45)$$

4.1.33.3 Temperatura de la llama

Para el cálculo de la temperatura del gas que ésta saliendo del horno se emplean las ecuaciones de transferencia de calor, descritas a continuación:

$$\frac{Q_{rls}}{A_{cp} * F} \left(1 - 0.02 - \frac{Q_g}{Q_{rls}} \right) = 1730 \left[\left(\frac{T_g + 460}{1000} \right)^4 - \left(\frac{T_t + 460}{1000} \right)^4 \right] - 7(T_g - T_t) \quad (2.46)$$

$$\frac{Q_g}{Q_{rls}} = \left[a + b \left(\frac{T_g}{1000 - 0.1} \right) \right] * \left[\left(\frac{T_g}{1000 - 0.1} \right) \right] \quad (2.47)$$

$$\begin{aligned} a &= 0.22048 - 0.35027z + 0.92344z^2 \\ b &= 0.016068 + 0.29393z - 0.48139z^2 \end{aligned} \quad (2.48)$$

El valor de 0.02, es el valor de pérdida de calor a través de las paredes, este valor se toma según (KERN, 1999).

En donde:

ϕ : Emisividad del gas. (Adimensional)

F: Factor de intercambio. (Adimensional)

T_g : Temperatura del gas. (°F)

T_t : Temperatura de las paredes de los tubos. (°F)

z: Exceso de aire.

Los variables a, b, c, z, con sus respectivos subíndices son variables empleadas para encontrar los respectivos valores antes expuestos.

Para los cálculos de la temperatura de llama, se utilizó el solucionador de ecuaciones EES (Software, 1992-2008) ya antes mencionado, la cual a su vez tiene contenida las ecuaciones de 7.40 a 7.48 y como tal los datos de PL, A_w y A_{cp} , ver (Tabla anexo 6.1).

Esta tabla está compuesta de dos páginas, la cuales una contiene los datos ingresados para dicho cálculo y la segunda contiene los datos de temperatura de la llama, así como también los datos respectivos a usar en la comprobación de dicha temperatura.

En este cálculo de la temperatura de la llama, se obtuvo un valor preliminar de 978.2 °F que esta resaltado en color celeste en la (Tabla anexo 6.1). Al mismo tiempo se dejan en color lila los valores a ocupar para dicha comprobación de la temperatura en el siguiente subcapítulo abajo.

4.1.33.4 Comprobación de la temperatura de la llama para generar la carga

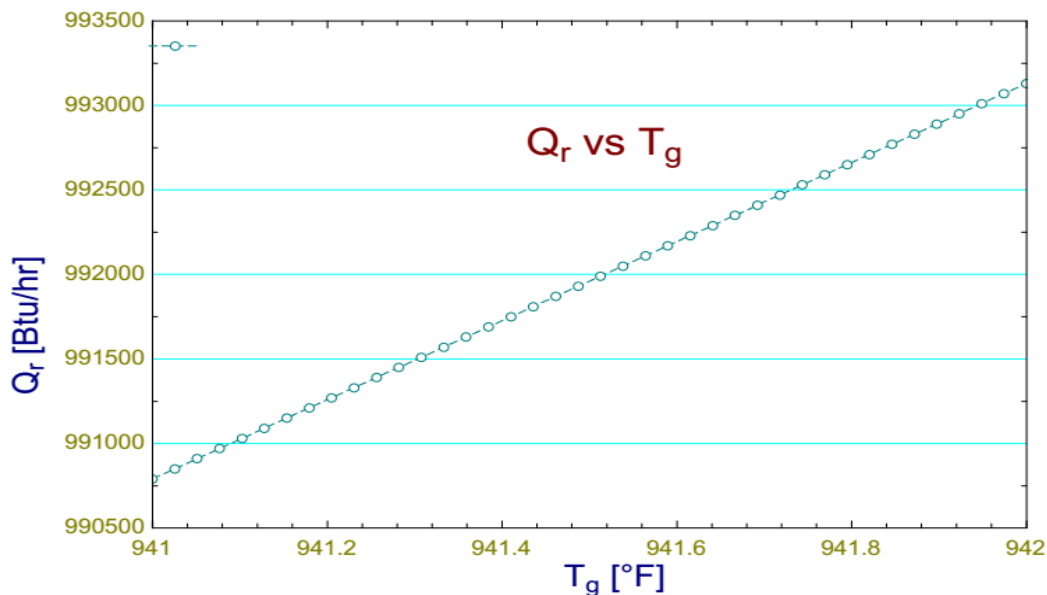
Una vez encontrada la temperatura de la llama, se comprueba si este valor es capaz de generar la carga necesaria con la que el aire tiene que salir. De tal forma que se emplea la siguiente ecuación:

$$\frac{Q_r}{A_{cp} \cdot F} = 1730 \left[\left(\frac{T_g + 460}{1000} \right)^4 + \left(\frac{T_t + 460}{1000} \right)^4 \right] + 7(T_g - T_t) \quad (2.49)$$

Esta ecuación que incorpora los valores encontrados anteriormente, temperatura, factor de intercambio son ingresadas con la ecuación 7.49, y como tal son resueltas a través del programa (Software, 1992-2008), ver (Tabla anexo 6.2).

Para ver el comportamiento de carga térmica en cuanto a la variación de la temperatura de la llama, se deja a continuación una gráfica que describe dicho comportamiento, el cual a su vez sugiere una disminución de dicha temperatura para lograr la carga deseada, (Tabla 4-6).

Tabla 4-6, Calor requerido para el aire de secado en función de la temperatura del gas



De acuerdo con la (Tabla 6-5), el valor de temperatura encontrado genera una carga mayor a la requerida, lo cual hace notar que solamente se tiene que bajar dicho valor de temperatura para obtener dicha carga térmica requerida.

Para obtener el valor de temperatura se realizó una tabla a través del programa (Software, 1992-2008), el que a su vez indica la temperatura cercana para generar la carga térmica deseada.

De manera de aproximación, se deja la misma temperatura de 978.2 °F, el cual a su vez está muy cercano al valor requerido para generar la carga térmica.

4.1.34 Selección del quemador para producir la llama en el horno generador de aire caliente

Es el encargado de quemar el combustible gaseoso con el aire y producir la energía necesaria para el calentamiento de los tubos, el calor liberado equivale a $Q_{rls} = 387.7423 \text{ kW}$ con este valor obtengo una presión de 2mbar y selecciono el quemador según el catalogo Baltur 2014 su modelo TBG 35, para un rango de potencia de (80-410) kW ver catalogo en (Tabla anexo 3.1).

5 CÁLCULOS DE LAS TUBERÍAS DE SUMINISTROS DE AIRE Y COMBUSTIBLE

5.1.1 Descripción de los fluidos de aire y combustible en el horno.

Como parte de cálculo de los sistemas de aire y combustibles, se tiene en cuenta que estos sistemas tienen que estar divididos uno del otro por el hecho que cada uno de ellos ejerce un trabajo propio en el cual se tiene que cumplir paso a paso dichas funciones para generar el aire caliente de secado de cebolla.

De forma de explicación se ha de explicar brevemente los fluidos pertinentes para un mejor entendimiento.

5.1.2 Fluido de proceso (Aire de secado de cebolla)

Se describe el aire de proceso como el fluido que a su inicio es extraído del ambiente por el ventilador y es forzado a circular dentro de la tubería y llegar a la zona de transferencia de calor donde absorbe la energía necesaria para elevar la temperatura del mismo y así a su salida entregar dicho aire al túnel de secado según las condiciones requeridas. Este a su vez tiene cualidades apropiadas la cuales aseguran que el aire no ha de dañar el producto el cual se quiere secar⁴.

5.1.3 Combustible

El propósito del Gas LP es transferir la energía necesaria para la combustión, el gas es desplazado desde el tanque por el proceso de evaporización y regulado por válvulas, el fluido adecuado se determina por variables tales como: diámetro, presión y temperatura del ambiente. Además, el buen funcionamiento está basado en el control de los medidores de seguridad⁵.

⁴ Ver anexo 11.1 (Tubería interna en el horno) y anexo 11.3 (Esquema de tubería de aire de secado a temperatura ambiente)

⁵ Ver anexo 11.4 Tubería de gas.

5.1.4 Ecuaciones empleadas en el cálculo de fluido para los sistemas de aire y combustible

En los cálculos de los sistemas de fluidos, se tienen ecuaciones similares que se han de repetir continuamente y por lo tanto se describen cada una de ellas de forma general y, se tiene entendido de forma precisa que dichos cálculos tienen como objetivo el estimar las pérdidas ocasionadas en los distintos sistemas de tuberías y a partir de estos datos de pérdidas calcular el ventilador para el aire y el tanque apropiado de combustible para suplir las necesidades del equipo.

5.1.5 Comportamiento del fluido (Reynolds)

Con el cálculo del número de Reynolds se pretende obtener de forma preliminar el comportamiento del fluido, esto con el fin de poder determinar el factor de fricción de manera coherente según su comportamiento antes mencionado.

Para el cálculo del número de Reynolds se presenta los siguientes rangos según (Ghajar & Cengel, 2014)⁶ y su correspondiente clasificación:

$Re \leq 2300$, flujo laminar.

$2300 \leq Re \leq 4000$, flujo transicional.

$Re \geq 4000$, flujo turbulento.

Para el cálculo del número de Reynolds se presenta la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{vD}{\nu} = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{\rho \cdot D}{\mu} \left(\frac{\dot{m}}{\pi \cdot \rho \cdot D^2 / 4} \right) = \frac{4\dot{m}}{\mu \cdot \pi \cdot D} \quad (2.50)$$

En donde:

Re: Número de Reynolds. (Adimensional)

D: Diámetro interno de tubería. (pulg)

\dot{m} : Flujo másico de aire en el interior de la tubería. (lb_m/h)

⁶ Ver tabla anexo 2.1 Diagrama de Moody.

5.1.6 Cálculo del factor de fricción

En el cálculo del factor de fricción, se apoya tanto del número de Reynolds, como también de la rugosidad propia del material.

Para el cálculo del factor de fricción se presenta la siguiente ecuación:

$$\lambda = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D}{\varepsilon} \right)} + \frac{5.74}{\text{Re}^{0.9}} \right) \right]^2} \quad (2.51)$$

También para dicho cálculo se puede utilizar el diagrama de Moody. Ver tabla de anexo

Nota: Para el cálculo del factor de fricción ver tablas correspondientes según las pérdidas.

λ : Factor de fricción. (Adimensional)

ε : Rugosidad de material de tubería. (mm) ó (pie)

Otra forma de calcular el factor de fricción es a través del diagrama de Moody interceptando el número de Reynolds y la rugosidad de la tubería dicha tabla se encuentra en la (Tabla anexo 2.1).

5.1.7 Pérdidas primarias

En el cálculo de las perdidas primarias, se establece como tal la longitud de tubería a tratar y como tal se plantea la ecuación correspondiente para dicho cálculo:

$$H_{rp} = \lambda * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2g} \quad (2.52)$$

En donde:

H_{rp} : Pérdida de carga primaria debida a la fricción. (pie) ó (m)

λ : Factor de fricción. (Adimensional)

L: Longitud de tubería. (pie) ó (m)

v: Velocidad promedio del fluido. (pie/s) ó (m/s)

D: Diámetro interno de tubería. (pulg) ó (mm)

g: Aceleración estándar de la gravedad. (32.18 pie/s²) ó (9.81 m/s²)

5.1.8 Pérdidas secundarias

Para el cálculo de las perdidas secundarias, se disponen de datos de los accesorios, y como tal del factor de pérdida correspondiente, lo cual hace de manera sencilla el cálculo de dicha perdida a través de la siguiente ecuación:

$$H_{rs} = \zeta^* \frac{v^2}{2g} \quad (2.53)$$

$$\zeta = \left(\frac{Le}{D} \right) * f_T \quad (2.54)$$

En donde:

H_{rs} : Pérdida de carga secundaria debida a un accesorio. (pie) ó (m)

ζ : Coeficiente de resistencia. (Adimensional)

v : Velocidad promedio del fluido. (pie/s) ó (m/s)

g : Aceleración estándar de la gravedad. (32.18 pie/s²) ó (9.81 m/s²)

$\frac{Le}{D}$: Longitud característica. (Adimensional)

f_T : Factor de fricción. (Adimensional)

5.1.9 Pérdida de carga total

De manera resumida, el valor total de pérdida es la suma de las pérdidas primarias y secundarias en la siguiente ecuación:

$$H_r = H_{rp} + H_{rs} \quad (2.55)$$

En donde:

H_r : Pérdida de carga total en el sistema. (pie) ó (m)

5.1.10 Cálculo de fluido de aire de secado en el interior del horno

5.1.11 Parámetros de trabajo del aire de secado

En el cálculo del fluido de proceso, se emplean los datos encontrados en el 6 el cual a su vez indica la velocidad por un ramal de tubería, caudal y flujo másico; esto con el fin de poder encontrar las pérdidas según cada circunstancia por donde el fluido circule, y como tal totalizar las pérdidas totales para el cálculo del ventilador apropiado que haga circular el fluido.

5.1.12 Propiedades del aire de secado desde la entrada a la salida del horno

Estas propiedades son obtenidas por interpolación de la (Tabla anexo 2.3), a una temperatura media entre la temperatura de entrada y salida del aire en el horno ver (Tabla 5-1). Para este cálculo se muestra la siguiente formula:

$$T_m = \frac{(T_2 + T_1)}{2} \quad (2.56)$$

$$T_m = \frac{230^\circ\text{F} + 77^\circ\text{F}}{2}$$

$$T_m = 153.5^\circ\text{F}$$

La temperatura de entrada al horno se toma como temperatura ambiente, a su vez la temperatura de salida es la requerida para el diseño, esta se encuentra indicada en la (Tabla anexo 1.1).

Tabla 5-1, Propiedades del aire de secado en el interior del horno

Temperatura $T, ^\circ\text{F}$	Densidad $\alpha, \frac{\text{lbm}}{\text{ft}^3}$	Calor específico $C_p, \frac{\text{Btu}}{\text{lbm} \cdot ^\circ\text{F}}$	Conductividad térmica $k, \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}}$	Difusividad térmica $\alpha, \frac{\text{ft}^2}{\text{s}}$	Viscosidad dinámica $\mu, \frac{\text{lbm}}{\text{ft} \cdot \text{s}}$	Viscosidad cinemática $\nu, \frac{\text{ft}^2}{\text{s}}$	Número de Prandtl Pr
150	0.06507	0.2406	0.01646	0.0002921	0.00001365	0.0002099	0.7188
153.5	0.0647025	0.2406	0.0165405	0.000295215	1.37095E-05	0.000212	0.71803
160	0.06402	0.2406	0.01669	0.000301	0.00001382	0.0002159	0.7174

En donde:

T_m : Temperatura media del fluido de proceso. ($^\circ\text{F}$)

T_1, T_2 : Temperatura de entrada y salida del aire en el horno. ($^\circ\text{F}$)

5.1.13 Pérdidas de carga en el sistema de tubería de aire de secado en el interior del horno

Una vez encontrada la velocidad del aire que ha de llevar en el interior de tubería, se comienzan a estipular las pérdidas que este sistema ocasiona como consecuencia del material de tubería y como parte esencial de la velocidad del flujo.

Esto a su vez se analiza los parámetros de régimen o comportamiento del fluido, la fricción que se encuentra, y como parte total encontrar las pérdidas ocasionadas por longitud de tubería y accesorios; todo esto con el objetivo definitivo de determinar el ventilador ideal para el flujo de aire en todo el sistema.

5.1.14 Desarrollo de procedimiento de cálculo para el fluido de aire de secado en el interior del horno

Como procedimiento de cálculo de flujo de aire de secado en la zona de transferencia de calor, se menciona los accesorios específicos para determinar dichas pérdidas y como tal se sugieren las tablas de consulta correspondiente a cada una de ellas en el apoyo de datos que estas ofrecen para su correspondiente cálculo.

5.1.14.1 Cálculo del número de Reynolds del aire de secado en el interior del horno

Para este cálculo, se toma en cuenta los siguientes datos pertinentes de la (Tabla 5-2), y se utiliza la ecuación 7.50 para dicho cálculo.

Tabla 5-2 Datos utilizados para el cálculo del número de Reynolds del fluido de proceso

Datos para el cálculo de Reynolds	
Diámetro interno de tubería	7.981 in
Flujo másico	6738 (lb _m /h)
Viscosidad dinámica	1.37095*10 ⁻⁵ (lb _m /ft · s)

$$Re = \frac{4 * (6738 \text{ lb}_m / \text{h})}{\pi * (1.37095 * 10^{-5} \text{ lb}_m / \text{pie} \cdot \text{s}) * (3600 \text{ s} / 1 \text{ h}) * (7.981 \text{ pulg}) * (1 \text{ pie} / 12 \text{ pulg})}$$

$$Re = 261361.0967$$

Este número de Reynolds indica que su comportamiento es completamente turbulento, lo cual a través de este parámetro se ha de calcular el factor de fricción en base a esta cantidad.

5.1.14.2 Cálculo del factor de fricción

Para calcular el factor de fricción en la tubería que está expuesta a la transferencia de calor, se ocupan los datos de la (Tabla anexo 2.4), los cuales proporciona los valores de rugosidad de tubería de acero comercial con un valor de 0.00015 pie, de tal forma que la ecuación para determinar el factor de fricción queda de la siguiente forma:

$$\lambda = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{0.665083333 \text{ pie}}{0.00015 \text{ pie}} \right)} + \frac{5.74}{261361.0967^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$\lambda = 0.01676172261$$

5.1.14.3 Cálculo de pérdidas primarias

En este cálculo de pérdida primaria, se hace la diferencia que la longitud de tubería total de forma horizontal, es la suma de las curvas de retorno como el tubo propio, lo cual se nota de manera más cómoda que dicha longitud para un solo tubo es de 7ft, lo cual hace que cada curva tenga un radio de 1ft, de tal forma, se presenta la siguiente figura para una mejor apreciación:



Figura 5-1, Longitud de tubería de intercambio de cada tubo

Para el cálculo de esta cantidad conocida como pérdida primaria, se utilizan ciertos términos los cuales están recopilados en la (Tabla anexo 7.3), además se emplea la ecuación 7.52 para dicho cálculo.

5.1.14.4 Cálculo de pérdidas secundarias

Parte del cálculo de las pérdidas secundarias, se apoya de la ecuación 7.53 y se tienen tabulados sus cálculo y datos en la (Tabla anexo 7.3), además se tiene la (Tabla anexo 2.5 y 2.6), las cuales tienen datos para los cálculos de dichas pérdidas.

5.1.14.5 Cálculo de pérdida total en el sistema de tubería en el interior del horno

Para estos resultados, se tiene de igual forma la (Tabla anexo 7.3), la cual tiene a su vez recopilados los resultados de pérdidas primaria y secundaria en el sistema de tubería en el interior del horno.

5.1.15 Cálculo del sistema de aire de secado antes de ingresar al horno

En esta parte se calcula las pérdidas de carga en el sistema de tubería que conduce el fluido de proceso desde el ventilador hasta la enterada de horno, además se tienen los accesorios con los cuales se regulan dicho fluido y a su vez se tiene las cualidades de cada uno de ellos para estimar las pérdidas que este ocasiona en el sistema.

5.1.16 Pérdidas de carga en el sistema de tubería de aire en la zona exterior de transferencia de calor

A igual que en los cálculos anteriores se determinan las pérdidas ocasionadas por válvulas y accesorios. A su vez se describe las propiedades de este fluido el cual es distinto en la zona de transferencia de calor, debido que este se encuentra a temperatura ambiente.

5.1.16.1 Propiedades del aire de secado antes de ingresar al horno

Estas propiedades del aire se expresan por tablas aducidas a bombas, las cuales son aplicables a ventiladores y solo se diferencian de aquellas en que en lugar de venir expresadas en alturas vienen expresadas en presiones. Es considerado por lo tanto fluido incompresible desde la salida del ventilador hasta la admisión en el horno, debido que sus propiedades no varían en tramos de tubería de sección constante ni en variaciones pequeñas de diámetros.

Las propiedades como la densidad, viscosidad dinámica, viscosidad cinemática, se encuentra⁷ en la (Tabla anexo 2.2) y se representa a continuación las propiedades más importantes ver (Tabla 5-3) y (Tabla 5-4):

Tabla 5-3, Propiedades del aire de secado a temperatura ambiente antes de entrar al horno

Temperatura	Densidad	viscosidad dinámica	Viscosidad cinemática
T, (°C)	ρ , (kg/m ³)	μ , (kg/m · s)	ν , (m ² /s)
25	1.184	$1.85 \cdot 10^{-5}$	$1.56 \cdot 10^{-5}$
25.923	1.184	$1.85 \cdot 10^{-5}$	$1.57 \cdot 10^{-5}$
30	1.164	$1.872 \cdot 10^{-5}$	$1.61 \cdot 10^{-5}$

Para describir de manera gráfica las propiedades del aire y obtener una mayor precisión usamos la tabla psicométrica para los valores de humedad relativa, volumen específico, temperatura de bulbo húmedo y bulbo seco y la humedad absoluta a temperaturas normales ver (Tabla anexo 2.7).

Estos valores se encontraron de acuerdo a la literatura (Çengel, 2012), ver abajo (Tabla 7-4).

⁷ Ver tabla anexo 2.2 Propiedades del aire a presión de una atmosfera.

Tabla 5-4, Datos psicométricos del aire

Humedad relativa	volumen específico	Temperatura de bulbo húmedo	Temperatura de bulbo seco	Humedad absoluta o específica
HR, %	m ³	v, Tbh, °C	Tbs, °C	ω , $\frac{\text{kg de agua}}{\text{kg aire seco}}$
70	0.86042	22	25.923	0.68

5.1.16.2 Especificación del material de tubería para la conducción de aire de fluido de proceso (Antes de la zona de transferencia de calor)

Para seleccionar una material tubería y transportar el aire de forma eficiente, siguiendo las normas estandarizadas y cuya selección se realiza de acuerdo a las necesidades de trabajo. La tubería para la admisión de aire de combustión estará a temperatura atmosférica por lo cual se requiere buscar un material resistente a la oxidación, como la lámina galvanizada y el acero inoxidable.

El elemento primario en la aleación de aceros inoxidables es el cromo, presente en un 17% en la mayoría de las aleaciones, utiliza un mínimo de 10.5% de cromo, y puede llegar hasta 27%. Las especificaciones de la tubería de acero inoxidable para aire de admisión encontradas en la (Tabla anexo 2.9), se presentan en el catálogo de Tubal S.A en Nicaragua, para diferentes valores de diámetros y espesor de pared en cedula 40.

5.1.16.3 Diámetro y velocidad del aire de secado en la tubería externa al horno

Son muchos los factores que influyen para lograr una velocidad de flujo satisfactoria, entre los más importantes son: El tipo de fluido, la longitud total de la tubería del sistema, el tipo de tubería o tubo, la caída de presión que puede tolerarse, los dispositivos que han de conectarse a la tubería (Bombas de aire, válvulas y otros), temperatura, presión y ruido.

La ecuación de continuidad nos señala que la velocidad de flujo se incrementa conforme disminuye el área, por lo cual los tubos más grandes proveerán velocidades más bajas, por tanto las pérdidas de energía y caída de presión correspondientes aumentan conforme se incrementa la velocidad del fluido, sin embargo debido que los tubos y ductos más grandes son más caros, es necesario establecer algunos límites de diámetros en base a su caudal como se muestra en la tabulación, ver (Tabla anexo 2.10), y la especificación de la tubería según su cedula se verifica en la (Tabla anexo 2.11) dichos datos se toman de acuerdo a la literatura (Nayyar, 1999).

Además se considera la siguiente tabla que muestra los diferentes rangos de velocidad para aire o gas según (McCabe et al., 2005), ver (Tabla anexo 2.12).

5.1.16.4 Desarrollo de procedimiento de cálculo de pérdidas para el aire de secado antes de ingresar al horno

Para determinar las pérdidas de energía por fricción en las líneas de succión y descarga, se necesita el número de Reynolds, la rugosidad relativa y el factor de fricción para cada tubería, los parámetros abajo descritos fueron obtenidos de tabulaciones⁸ en la (Tabla anexo 2.13), ver abajo (Tabla 5-5)

Para diferentes diámetros considerando el de 8 pulgadas adecuado según los cálculos, debido que reducimos el número de Reynolds como se muestra en la tabla 7-5 y se adapta mejor a la válvula de regulación generando menos pérdidas y un flujo más estable.

Tabla 5-5, Datos obtenidos para tubería de aire de secado exterior al horno

Número de Reynolds (Adimensional)	Rugosidad relativa (mm/mm)	factor de fricción para flujo turbulento (Adimensional)
50,766.44	9.84E-06	0.02073

En el sistema de tubería se obtuvo un flujo turbulento, para un factor de fricción $\varepsilon=0.002$ en el acero inoxidable según el diagrama de Moody ver (Tabla anexo 2.1)

⁸ Ver tabla anexo 2.13 pérdidas de energía en el aire de secado antes de ingresar al horno.

5.1.16.5 Pérdidas menores (Antes de la zona de transferencia de calor)

Para las pérdidas menores o localizadas se disponen de los siguientes accesorios como se muestra en la (Figura 5-2).

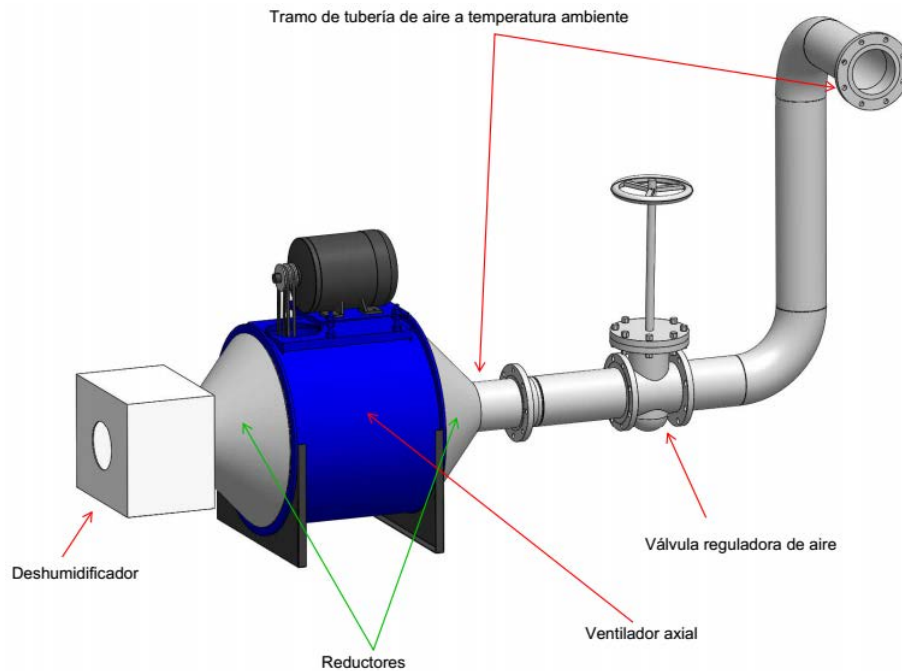


Figura 5-2, Tubería del aire a temperatura ambiente

- Dos codos
- Una válvula de mariposa
- Dos reducciones
- Un deshumidificador

Los coeficientes de pérdidas para válvulas abiertas, codos y T se encuentran en la Tabla (anexo 2.5 y 2.6)

Para calcular las pérdidas menores totalizadas se utilizó la ecuación 7.53 ($h_{l,menor\ total}$) equivalen a 5.23 m detallándose en la (Tabla anexo 7.5)

5.1.16.6 Pérdidas mayores (Antes de la zona de transferencia de calor)

Las pérdidas mayores se calcularon con la ec. 7.52 para cortas longitudes desde el deshumidificador hasta la entrada en el horno como se señala en la figura 7-2, por lo tanto, las pérdidas son despreciables y equivalen a: $h_{l,\text{mayor total}} = 2.3688 \times 10^{-5} \text{ m}$, estas se muestran con más detalles en la (Tabla anexo 7.6)

5.1.17 Selección del ventilador para el fluido de proceso

Los ventiladores o sopladores que se encargan de mover el aire se les considera dispositivos para grandes volúmenes de aire y de presiones bajas, por lo cual se requiere conocer las presiones en el sistema de ductos, con el fin de acoplar en forma adecuada un ventilador a un sistema y así garantizar el envío adecuado de aire y balancear el flujo en las distintas partes del sistema.

En la selección de un ventilador de aire se necesitan como datos iniciales, el caudal o flujo de aire a impulsar, la presión o carga hidráulica que debe vencer y como tercer elemento importante el número de revoluciones por minuto ver Tabla 6-6.

Tabla 5-6, Datos para el cálculo del ventilador

Caudal, (m ³ /s)	Presión, (mmca)	Número de revoluciones
1.638	300,886	1420

A continuación, se dan breves conceptos de parámetros para la selección del ventilador:

❖ Altura estática de elevación

Representa la diferencia de energía potencial entre el punto de succión y el punto de descarga (energía potencial).

$$h_{\text{est}} = \frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} \quad (2.57)$$

$$h_{\text{est}} = 8723.603 \text{ mmca}$$

Donde:

h_{est} : Altura de estática de elevación. (m)

P_1 : Presión en la succión. (mcaire)

V_1 : Velocidad del aire a la entrada del sistema. (m/s)

Z_1 : Altura de succión. (m)

ρ : Densidad del fluido. (kg/m³)

g : Gravedad. (9.810 m/s²)

❖ Carga dinámica

Representa la energía necesaria para proveer al fluido de una cierta velocidad (energía cinética).

$$h_d = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \quad (2.58)$$

$$h_d = 0.7792 mca$$

Donde:

h_d : Carga dinámica. (mcaire)

V_2 : Velocidad del aire a la salida del sistema. (m/s)

❖ Pérdida total

Está compuesta por los siguientes tipos de pérdidas

Donde:

$h_{L,menor}$: Pérdidas por accesorios (Válvulas, codos, contracciones, expansiones, etc.), conocidas como pérdidas menores. (mcaire)

$h_{L,mayor}$: Pérdidas por fricción en ductos conocidas como pérdidas mayores. (mcaire)

El cálculo de perdida en la entrada del horno se encuentra en la (Tabla anexo 7.6)

❖ Carga de presión

Representa la energía necesaria para proveer al flujo de una cierta diferencia de presión (energía de presión).

Por tanto, la presión de entrada como la de salida del sistema serán iguales a la presión atmosférica, la carga de presión neta es nula.

Y la carga total se calcula como:

$$H = h_{est} + h_d + h_{pérd} + \cancel{h_{pres}} \quad (2.59)$$

$$H=(8723.603+0.7792+300.886) \text{ mcaire}$$

$$H=9025.2683 \text{ mcaire}$$

Donde:

h_{pres} : Carga de presión. (mcaire)

Los parámetros de selección del ventilador axial se encuentran en la (Tabla anexo 8.1).

5.1.18 Cálculo del número de revoluciones

La velocidad de rotación del ventilador deberá corresponder con los valores de las velocidades sincrónicas de los motores eléctricos, ya sea para acoplarse directamente al eje del motor al del ventilador o para hacerlo a través de transmisiones. En Nicaragua las velocidades de los motores eléctricos guardan un sincronismo con la frecuencia de 60 Hz que corresponde al servicio eléctrico existente.

Los números de rpm sincrónicas más importantes son: 3600, 1800, 1200 y 900 rpm, para 1, 2, 3, y 4 pares de polos respectivamente.

El número específico de revoluciones es un numero adimensional que permite seleccionar el tipo de ventilador. El mismo se calcula en la ecuación (3.60).

$$n_q = \frac{n \sqrt{\nabla_a}}{\sqrt[4]{(H)^3}} \quad (2.60)$$

$$n_q = \frac{1420 \sqrt{5897}}{\sqrt[4]{(9025.2683)^3}}$$

$$n_q = 118$$

El rango de velocidad de los ventiladores radiales está comprendido entre:

$$20 < n_q < 110$$

Por ser el número específicos de revoluciones $n_q = 118$ confirmamos el uso de un ventilador axial.

Donde:

n_q : Número de rpm del ventilador. (rpm)

∇_a = Caudal de aire. (m^3/s)

H: Carga hidráulica. (mcaire)

5.1.19 Selección del deshumidificador para el aire de secado

El deshumidificador se encuentra situado antes del ventilador su propósito es extraer humedad del ambiente para que el ventilador impulse aire seco y evitar corrosión tanto en el sistema de tubería como en el ventilador.

Por tanto, se investigó la humedad relativa en el municipio de Sébaco-Matagalpa por tablas del Instituto Nicaragüense de Estudios Territoriales⁹ (INETER) ver (Tabla anexo 2.8), seleccionando un deshumidificador de $268.8639 \text{ ft}^3/\text{min}$ ó $456.8193 \text{ m}^3/\text{h}$ valor calculado en el capítulo 6, para los datos del deshumidificador¹⁰ ver (Tabla anexo 2.24).

⁹ Ver tabla anexo 2.8 propiedades del aire en el municipio de Sébaco

¹⁰ Ver tabla anexo 2.24 Selección del deshumidificador.

5.1.20 CALCULO PARA EL SISTEMA DE TUBERIA EN EL SUMINISTRO DE GAS PROPANO-BUTANO COMO COMBUSTIBLE.

5.1.21 Propiedades del GLP

En Nicaragua se comercializa el GLP como una mezcla de Propano-Butano, para estos cálculos consideramos un 30% de propano (C_3H_8) y 70% de Butano (C_4H_{10}) ¹¹, esto de acuerdo con la (Tabla anexo 1.2).

Según los datos de la (Tabla 5-7) son un resumen de las especificaciones del catálogo Sedigas, para el cálculo del flujo volumétrico de acuerdo a la literatura (Sedigas, 1970).

Tabla 5-7, propiedades del Gas Licuado de Petróleo

Densidad absoluta	Densidad relativa	Poder calorífico superior	Poder calorífico inferior	Temperatura de inflamación
$\rho_{abs}, \frac{kg}{m^3}$	$\rho_{rel}, [Adimensional]$	PCS, $\frac{kcal}{m^3}$	PCI, $\frac{kcal}{m^3}$	T °C
2.461	2.327	29.747	27.406	427.4

5.1.22 Cálculo del diámetro, velocidad y caudal de la tubería para Gas LP

Para el cálculo del diámetro iniciamos con un flujo másico de 66.59779654l (lb_m/h) y considerando la densidad del gas encontramos un caudal de 12.2747m³/h.

$$Q = \frac{m}{\rho_{glp}} \quad (2.61)$$

$$Q = \frac{66.59779654 \frac{lb_m}{h} \left(\frac{1kg}{2.204 lb_m} \right)}{2.461 \frac{m^3}{h}}$$

$$Q = 12.2747 \frac{m^3}{h}$$

Considerando el rango de velocidad para gases de 9 a 30 m/s según (McCabe et al., 2005), ver (Tabla anexo 2.12) se tomó como referencia inicial la velocidad de 10 m/s

¹¹ Ver tabla anexo 1.2 porcentaje en el combustible del gas Propano-Butano

para GLP de baja presión (BP) del (Tabla anexo 2.15), para determinar el diámetro de tubería.

$J_c = 0.0028$ Pérdida de carga lineal

$$J_c = \frac{59.74Q^{1.82}}{D^{4.82}} \quad (2.62)$$

$D = 19.05\text{mm}$

Por lo tanto, la velocidad será: 10.8535 m/s

El diámetro y velocidad fue verificado por tabulación de valores en el programa EES (Software, 1992-2008), ver (Tabla anexo 2.16)

Como norma general debe considerarse que la velocidad del gas en el interior de una tubería no debe superar los 20 m/s según (Sopeña, 1996).

Considerando el nomograma de la (Tabla anexo 2.15) para propano en baja presión (BP) para un caudal $Q = 12.2747 \text{ m}^3/\text{h}$ y una velocidad de 10.8535 m/s tenemos un diámetro de 19.05mm.

Conociendo el diámetro caudal y velocidad ya calculados seleccionaremos un tipo de tubería como se muestra a continuación.

5.1.23 Especificación del material de tubería para el suministro de gas combustible

Para el suministro de gas consideramos el tubo de cobre, como el más viable en comparación con el acero inoxidable, el cobre aparte de ser más barato contiene las siguientes características. El tipo de tubería fue tomado del manual (CEDIC, 2009)

5.1.23.1 Características del cobre

- Resistente a la corrosión
- Fácil de unir
- Alta seguridad
- Es un material con propiedades bactericidas y fungicidas en el cual no proliferan los gérmenes
- Es ligero y provoca baja pérdida de carga
- Buena conductividad térmica.

Se seleccionó el tubo tipo L por tener paredes más gruesas y un índice de presión más alto ver (Tabla Anexo 2.17)

5.1.23.2 Cálculo del número de Reynolds para el flujo de gas

Para evaluar el comportamiento del gas y estimar las pérdidas en la tubería de cobre se calcula el número de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu}$$

$$R_e = \frac{(2.461 \text{ kg/m}^3)(10.853 \text{ m/s})(0.02 \text{ m})}{8.416 \times 10^{-6} \text{ kg/ms}} \quad (2.63)$$

$$R_e = 63,472.51$$

Donde:

(v): Viscosidad cinemática del propano (m^2/s)

El valor de la viscosidad cinemática equivale a $3.42 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ dato que fue obtenido de la literatura (Marquez, 2005)

Se trata de un flujo turbulento por ser el $R_e > 4,000$ según la literatura (White, 2008)

El valor de rugosidad $\varepsilon = 0.0015 \text{ mm}$ para el cobre según el diagrama de Moody ver (Tabla anexo 2.1) se calcula interceptando la rugosidad con el número de Reynolds encontramos un factor de fricción $f = 0.02$.

5.1.24 Determinación del tipo de flujo

5.1.24.1 Criterios de diseño

Para el cálculo de la instalación receptora de gas, se deben tener en cuenta los siguientes criterios:

- La velocidad del gas en el interior de una tubería no debe superar los 20 m/s
- En la conexión de entrada de gas al aparato, la presión del gas no debe ser inferior a las presiones mínimas establecidas para cada familia según la (Tabla 5-8) en la literatura (Sedigas, 1970).

Tabla 5-8, Presión de gas en el compuesto propano-Butano

Familia y denominación del gas		Presión mínima de gas en la llave de aparato (mbar)
Familia 1a	Gas manufacturado	6
Familia 1c	Aire propanado	6
Familia 1e	Aire metanado	6
Familia 2H	Gas natural	17
Familia 2E	Aire propanado de alto poder calorífico	17
Familia 3B	Gas butano	20
Familia 3P (50)	Gas propano	42,5
Familia 3P (37)	Gas propano	25
Familia 3B/P	Gas butano/propano	25

La velocidad del gas en la tubería es de 10m/s inferior a los 20 m/s, por lo cual cumple el primer criterio para usar la fórmula de Renouard en el cálculo de la presión perteneciente a la Familia 3B/P (Tercera familia en baja presión), por ser un compuesto de gas butano-propano, con una presión mínima de 25mbar.

5.1.25 Cálculo de pérdidas

Los accesorios de tuberías deberán ser de acero, latón, cobre, fundición maleable o fundición dúctil (nodular), son dispositivos instalados en los recipientes y tuberías de gas para fines de seguridad, control u operación. El tipo de material de accesorio seleccionado se presenta en el capítulo de presupuesto.

- Dispositivo de alivio de presión: Dispositivo diseñado para abrirse, evitando un aumento excesivo de la presión interna del fluido por encima de un valor específico, debido a condiciones de emergencia o anormales.
- Válvula de cierre de emergencia: válvula de cierre que incorpora medios de cierres térmicos y manuales, que también puede disponer de medios de cierre a distancias.
- Válvula de Exceso de flujo: Válvula diseñada para cerrarse cuando el líquido o vapor que pasa a través del mismo, excede una tasa prescrita del mismo.

Los accesorios usados en los cálculos de pérdidas fueron tomados del manual correspondiente¹².

5.1.25.1 Pérdida por longitud o primarias

De la salida del tanque a la entra al horno se consideró una longitud prudente de 3 metros de diámetro constante. Las pérdidas por longitud y accesorios se basaron en el catálogo (Hidrocarburos, abril 2012) y el manual (REGO, 2011).

$$h_f = \frac{flv^2}{2gD} \quad (2.64)$$

$$h_f = 18 \text{ mca}$$

En donde:

D: Diámetro de la tubería de gas (m)
L: Longitud (m)
F: Factor para la tubería de cobre (Adimensional)
V: Velocidad del gas (m/s)

5.1.25.2 Pérdidas por accesorios o secundarias

El gas que circula en la conducción encuentra a su paso elementos puntuales como (Te, codos, reguladores, etc.), que hacen que las pérdidas sean mayores. En baja presión (BP) se evalúa la pérdida con una longitud de cálculo (L_C).

¹² Manual de instalaciones de gas Cepsa

Longitud de cálculo $L_c = 1.20L$

$$L_c = 3.6\text{m}$$

Para el coeficiente de resistencia K se consideró la (Tabla anexo 2.22)

- ❖ Válvula de servicio (ángulo): Controla el flujo de gas desde el tanque y podría ser multifuncional conteniendo una válvula de cierre, una válvula de alivio, un manómetro y una válvula de llenado en un solo cuerpo.

K: coeficiente de resistencia

$$H_{LS} = 1.68\text{mca}$$

$$K=0.28$$

- ❖ Regulador de alta o de primera etapa: Es el Regulador de presión para el servicio con GLP en la fase vapor, diseñado para reducir la presión de recipientes menores de 10psig (68.95 Kpa).

Interceptando en el gráfico los 1, 323,031.826 Btu/h vs la presión de salida del tanque 80.06 psi.

Encontramos la presión de salida del regulador de alta igual a 6.93psi (0.68 Bar) ver (Tabla nexa 2.20)

- ❖ Válvula de globo abierta: Es muy utilizada en la regulación de fluidos gracias a su reducida fricción y pueden controlar el fluido con la estrangulación al grado deseado, el cierre es metal-metal lo cual permite su uso en condiciones críticas.

$$H_{Lg} = 3.48\text{ mca}$$

$$k=0.58$$

- ❖ Regulador de baja: Es el Regulador de presión para el servicio con vapor de GLP, diseñado, para reducir la presión de salida del regulador de primera etapa a 14 pulgadas de columna de agua (3.49 kpa), o menos.

Se utiliza la fórmula de Renouard (7.65) para determinar la P_B (presión en la salida del regulador de baja)

P_A = Presión de salida del regulador de alta

$$P_A^2 - P_B^2 = 51.5 d_c L_c \frac{Q^{1.82}}{D^{4.82}} \quad (2.65)$$

$$P_B = 260\text{ mbar Equivalente a } 2.65\text{mca.}$$

❖ Válvula de paso (compuerta)

$$H_{LP} = 0.072 \text{ mca}$$

$$K=0.012$$

- ❖ Válvula check (Retención): su función es dejar pasar el flujo libremente por un sentido y bloquearlo en sentido opuesto, se utiliza cuando se pretende mantener a presión una tubería en servicio y poner en descarga la alimentación.

$$H_{LCH} = 6 \text{ mca}$$

$$K=1$$

❖ Cuatro codos suaves sin reducción

$$H_{LC} = 14.4 \text{ mca}$$

$$K=0.6$$

❖ Pérdidas totales por accesorios

$$H_{LT} = H_{LS} + H_{LRA} + H_{Lg} + H_{LRB} + H_{LP} + H_{LCH} + H_{LC} \quad (2.66)$$

$$H_{LT} = 35.212 \text{ mca}$$

❖ Pérdidas totales por accesorios y longitud

$$H_T = H_{LT} + H_f \quad (2.67)$$

$$H_T = (35.212 + 18) \text{ mca}$$

$$H_T = 53.212 \text{ mca}$$

En donde:

H_{LS} : Pérdida menor en la válvula de servicio

H_{Lg} : Pérdida menor en la válvula de globo

H_{LP} : Pérdida menor en la válvula de paso

H_f : Pérdida por longitud

H_{LCH} : Pérdida menor en la válvula check

H_{LC} : Pérdida menor en los codos sin reducción

H_{LT} : Pérdidas totales por accesorios

H_{LRA} : Pérdida menor en el regulador de alta

H_{LRB} : Pérdida menor en el regulador de baja

H_T : Pérdida total.

Para una mayor visualización del sistema ver (Tabla anexo 2.19).

5.1.26 Procedimiento para la selección del tanque de GLP

Tanque estacionario: Recipiente utilizado para contener GLP que por su tamaño, peso y diseño, permanece fijo en un sitio de emplazamiento; la operación de carga y descarga es realizada en el mismo sitio ver figura 7-3

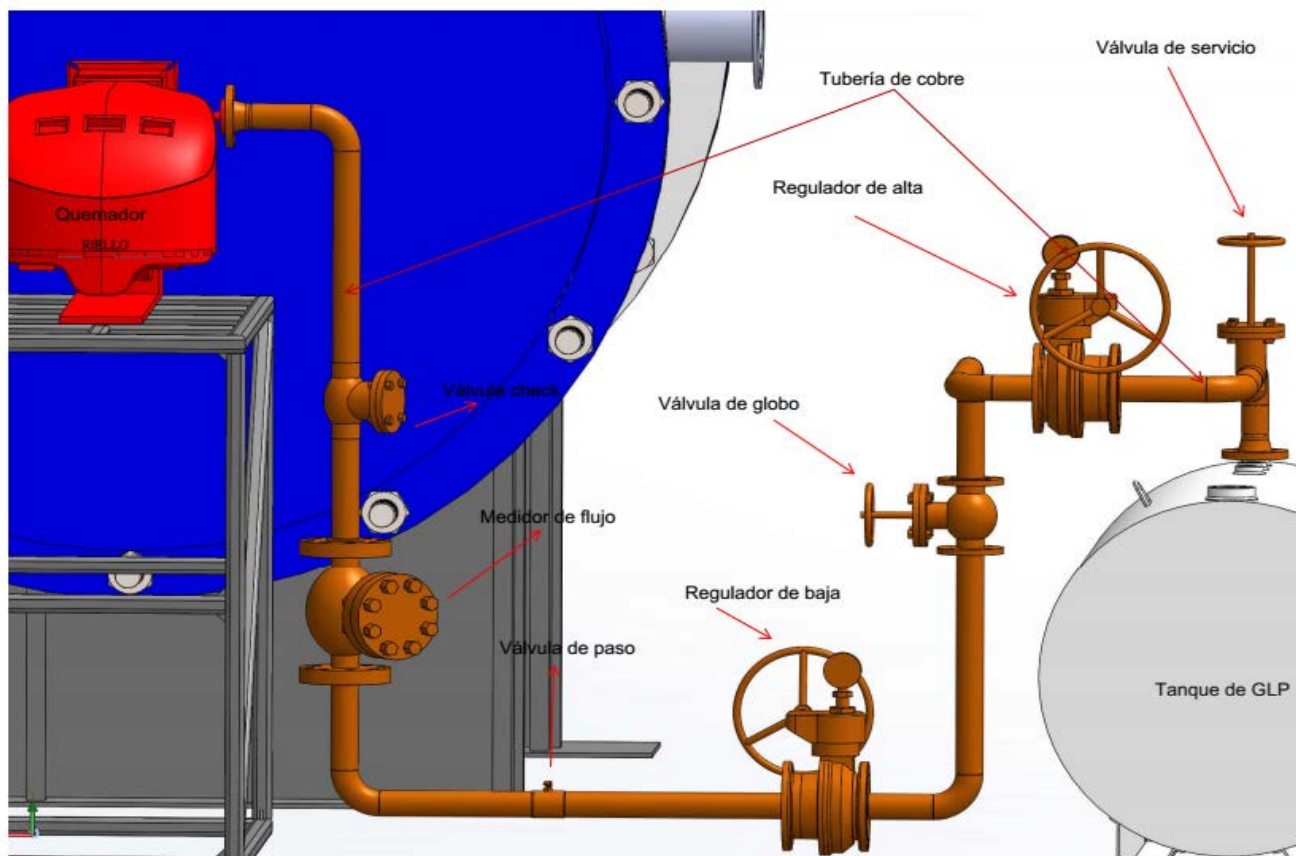


Figura 5-3, Esquema de Gas LP

5.1.26.1 Parámetros iniciales

Para la selección del tanque de GLP consideramos los valores expresados en la (Tabla 5-9).

Tabla 5-9, Parámetros en la Selección del tanque estacionario de GLP

Autonomía	Horas de trabajo	Flujo másico	Calor liberado
30 días	18h/día	30.216kg/h	1,323,031.826Btu/h
	580h/mes	16,316.64kg/mes	

5.1.26.2 Cálculo del volumen del líquido propano-Butano

La carga es la masa de GLP liquido contenido en el depósito (la fase gaseosa no se considera), con un grado de llenado del 85% (Carga máxima)

$$V_{liq} = \frac{\text{carga}}{0.85 * \rho} \quad (2.68)$$

$$V_{liq} = \frac{2,039.175\text{Kg}}{0.85(542.6\text{Kg/m}^3)}$$

$$V_{liq} = 4.421\text{m}^3$$

5.1.26.3 Volumen del depósito

En el cálculo del volumen del depósito empezamos del consumo diario, tiempo de llenado y volumen de líquido como se presenta en la ecuación (2.69)

$$C = \frac{V_{liq}}{I} \quad (2.70)$$

$$C = \frac{4.421 \text{ m}^3}{2.81 \text{ dia}}$$

$$C = 1.573\text{m}^3/\text{dia}$$

Para un llenado de dos veces por semana dividimos el flujo másico por mes (16,316.64 kg/mes) entre la cantidad de veces (8 veces al mes), que se llenara el tanque encontrando un consumo por día de:

$$m_{glp} = 2,039.175\text{Kg}/2.81\text{dia}$$

$$V_{dep} = C \cdot N \cdot 0.00637 \quad (2.71)$$

$$V_{dep} = \left[(1.573 \frac{m^3}{dia}) (30 dias) (0.00637) \right]$$

$V_{dep} = 0.3 m^3$ Equivalente a 78.85 gal Para las dimensiones del tanque ver (Tabla anexo 2.21)

Donde:

C: Consumo diario (kg/día)

I: Intervalo de llenado (día)

N: Número de días

V_{liq} : Volumen del líquido (m^3)

V_{dep} : Volumen del depósito (m^3)

m_{glp} : Flujo másico del Gas LP (kg/s).

El procedimiento de selección del depósito de GLP tanto el volumen de líquido, como el volumen del depósito se fundamenta en el manual (Sopeña, 1996)

5.1.26.4 Cálculo de vaporización

Los GLP se almacenan en recipientes, en estado líquido, pues en este estado ocupan un volumen unas 250 veces menor que en el gaseoso. En los recipientes la fase líquida ocupa la parte inferior y el vapor, la superior a modo de burbuja, coexistiendo en equilibrio de presiones.

Como el consumo de GLP se hace en general en estado gaseoso, es necesario que los GLP pasen al estado vapor antes de que lleguen al aparato. La vaporización puede ser natural o forzada, a continuación se conceptualizan cada una de ellas:

Vaporización natural: cuando el gas sale directamente del recipiente que lo contiene, al abrir la llave que este lleva en su parte superior.

Vaporización forzada: se produce cuando se calienta de forma artificial la fase líquida para provocar la vaporización. La vaporización forzada puede ser necesaria en algunos casos:

- Cuando las temperaturas ambientales son muy bajas, lo que impide que se vaporiza lo suficiente.
- Cuando el caudal de gas requerido en la instalación es superior al que se puede obtener con vaporización natural.

En este caso se usa la vaporización natural debido que el líquido mantiene su temperatura pues todo el calor necesario para la vaporización se va tomando del exterior, dividiendo las densidades

$$\frac{\rho_{\text{liq}}}{\rho_{\text{gas}}} = 220.479 \text{ de gas.}$$

Concluimos que al vaporizar un m^3 de líquido se obtiene $220.479 m^3$ de gas, además el depósito de $0.3 m^3$ habrá de llenarse dos veces por semana al 85%

Para la dimensión esquemática del tanque ver (Tabla anexo 2.18)

El cálculo de vaporización natural se fundamenta en la literatura (Frankel, 2009)

5.1.27 Soportes para la tubería de cobre

Según la norma técnica nicaragüense del MIFIC todas las líneas de tuberías deberán estar asentadas sobre soportes de concreto o metálicos, con sus respectivos sujetadores y colocados equidistantemente a 1.20 metros (3.94 pies), por ser un tramo de 3m de tubería se usará únicamente dos soportes uno en la salida del tanque y otro en la entrada al horno.

5.1.27.1 Instalación de recipientes ASME Horizontales sobre superficie

Los recipientes ASME horizontales, diseñados para instalación permanente en servicio estacionario sobre superficie, deberán ubicarse sobre estructuras de mampostería u otros soportes estructurales incombustibles, ubicados sobre cimientos de concreto.

En este proyecto no diseñamos el tanque ni los soportes que van unidos a él, porque la empresa (Tropigas) que distribuye este producto únicamente demanda el consumo de gas según la capacidad del recipiente. Además, ellos hacen la instalación y evaluación del tanque estacionario.

Las sugerencias en los soportes de tuberías así como la instalación de recipientes ASME se fundamenta en (Hidrocarburos, abril 2012)

5.1.27.2 Normas de seguridad en la manipulación del gas Propano-Butano

Las normas básicamente las dividimos en tres grupos: procedimientos operativos, señalización por medio de rótulos y registros de mantenimiento.

- ❖ Procedimientos Operativos: Los procedimientos requeridos deberán abordar todos los aspectos de la transferencia de GLP, según corresponda para la instalación, incluyendo la inspección de la tubería, accesorios y los procedimientos de conexión y desconexión. Los procedimientos operativos deberán incluir las acciones del operador que deban adoptarse si se detectan concentraciones peligrosas de líquidos o gases inflamables en la instalación, utilizando detectores fijos, detectores portátiles o los sentidos humanos. Los

procedimientos deberán incluir acciones inmediatas cuando los parámetros superen los límites y criterios operativos normales (parada de emergencia).

- ❖ *Señalización por medio de rótulos:* El marcado especificado para los tanques estacionarios, deberá estar sobre una placa de acero inoxidable fijada al cuerpo del tanque de tal manera que se minimicen los efectos de corrosión, la placa debe contener la información básica del tanque.

Los tanques deberán tener rotulado en el cuerpo de los mismos la leyenda: “GAS COMBUSTIBLE, NO FUMAR” en letras de imprenta perfectamente visibles, de color rojo sobre fondo blanco ver (Tabla anexo 2.23)

- ❖ *Registros de mantenimiento:* Los dueños del recipiente de presión y los usuarios mantendrán registros permanentes y progresivos de sus recipientes a presión.

Los registros serán mantenidos a lo largo de la vida útil del recipiente, actualizados para incluir información relacionada con la operación, inspección y remplazos del tanque o accesorios cuando sea necesario.

Los procedimientos de mantenimiento contienen básicamente:

- a) Limpieza externa e interna del tanque estacionario.
- b) Prueba hidrostática.
- c) Pintura del tanque,
- d) Cambios de accesorio,
- e) Verificación de Espesores de láminas del recipiente.

Las normas de seguridad en la manipulación del gas fueron tomadas de la literatura¹³(Hidrocarburos, abril 2012) y (Pemex, 2007)

¹³ Ver normas de seguridad para el gas combustible en Manual de Hidrocarburos abril 2012 y Manual Pemex 2007.

6 DISEÑO MECÁNICO DEL HORNO

6.1.1 Análisis del diseño mecánico del horno

En el diseño mecánico del horno, los elementos constituyentes que intervienen en su operación juegan un papel importante, debido que estos elementos deben asegurar las condiciones del diseño térmico y a la vez las condiciones trabajo requerido al cual el equipo será sometido.

De forma directa este dimensionamiento mecánico se ha de basar en la elección del tipo de material apropiado para dicho proceso, y como tal se ha de tener como recomendación posterior el tipo de unión apropiada para el tipo de material el cual sea seleccionado.

6.1.2 Consideraciones en el diseño mecánico del horno

Las consideraciones del diseño mecánico en este capítulo se basan en los elementos los cuales han de efectuar una carga.

Los elementos mecánicos principales a tratar son los siguientes:

- ❖ Conjunto de ladrillo refractario
- ❖ Serpentin de tubería
- ❖ Carcasa metálica del horno
- ❖ Bastidor del horno interno y externo
- ❖ Chimenea del horno
- ❖ Quemador
- ❖ Ventilador

En estos seis elementos principales mencionados, se ha de enfatizar que el desarrollo de estos involucra otros elementos secundarios que a su vez permite el análisis completo del equipo en su totalidad y por lo tanto se explicara con mejor aprecio en a medida que se desarrolla el diseño.

6.1.3 Cálculo de diseño mecánico

Para el diseño mecánico, se describen los procedimientos de cálculo para obtener el espesor de ladrillo refractario el cual ha de evitar la pérdida a través de las paredes del horno. Otro punto en el diseño mecánico, es seleccionar del tipo de chapa metálica el cual ha de impartir la sujeción del horno, de modo que esto se hace a través ciertos criterios como factores de seguridad y datos de tabla para su selección.

Se tiene como última parte la sugerencia del uso de silletas para el soporte del horno, así como también se deja como recomendación la elección del tipo de unión que conecte los elementos constituyentes del horno.

6.1.4 Cálculo del grosor de pared de ladrillo refractario en el interior del horno

En el cálculo del espesor de pared de ladrillo refractario, se toma en cuenta los datos obtenidos del balance térmico, que ofrece datos según la pérdida de calor que ha de darse en el horno.

6.1.5 Cálculo del grosor de pared de ladrillo refractario

Como parte inicial antes de iniciar los cálculos se presentan ciertos datos de condiciones del horno en cuanto a dimensiones iniciales y temperaturas, así como también se usa los datos de la (Tabla anexo 4.1)¹⁴ que contienen los datos del material refractario RS-3 el cual será detallado en cuanto a precio y lugar de donde proviene dicho material, además se facilita un gráfico que expone las consideraciones la pared de ladrillo a tratar.

¹⁴ Propiedades del ladrillo refractario

Tabla 6-1, Datos para los cálculos de pared de ladrillo refractaria

Condiciones de operación		Dimensiones internas del horno		Propiedades del ladrillo refractario	
Perdida de calor a través de las paredes	$Q_{Loss}=26476.85$ 042 Btu/h	Radio interno	$r_1=3.4446$ ft	Conductividad térmica del refractario	$K=1.8/12$
Temperatura en la parte interna del ladrillo refractario	$T_{L1}=615.675^{\circ}\text{F}$	Altura del cilindro	$L=11$ ft		
Temperatura requerida en la parte externa del ladrillo refractario	$T_{S1}=100.4^{\circ}\text{F}$				

A través de los datos de la (Tabla 8.1) y las ecuaciones (3.72 y 3.73), se realiza el cálculo para encontrar el grosor de pared de ladrillo refractario de la siguiente forma. Ver (Figura 6.1).

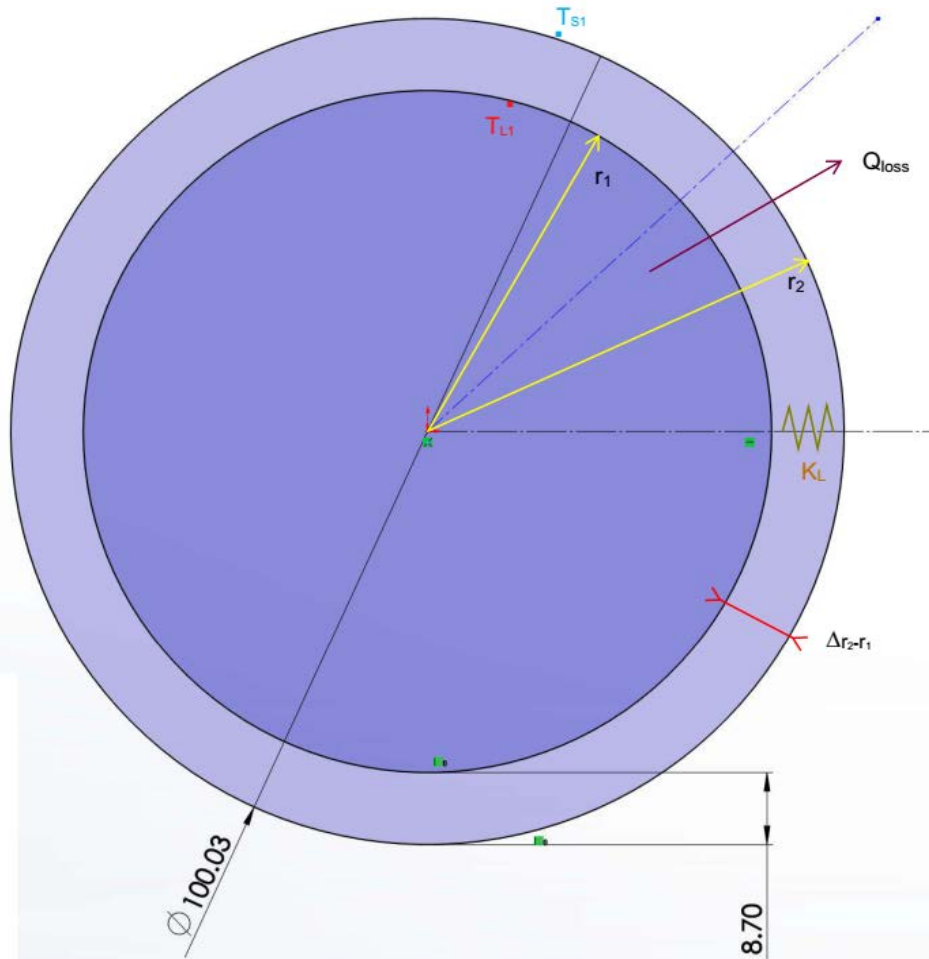


Figura 6-1, Esquema para el cálculo del grosor de pared de ladrillo refractario

$$Q_{Loss} = \frac{[T_{L1} - T_{S1}]}{\left[\frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi * L_L * K_L} \right]} \quad (2.72)$$

$$r_2 = r_1 * e^{\frac{[2\pi * L_L * K_L] * [T_{L1} - T_{S1}]}{Q_{Loss}}} \quad (2.73)$$

$$r_2 = \left[\frac{(82.67 \text{ pulg} / 12 \text{ pulg})(11 \text{ pie})}{2} \right] e^{\left[\frac{[(2\pi) * \left(\frac{1.7 \text{ Btu}}{12 \text{ h} * \text{pie} * ^\circ\text{F}}\right) * (11 \text{ pie})] * [(615.675 - 100.4) ^\circ\text{F}]}{(26476.85042 \text{ Btu/h})} \right]}$$

$$r_2 = 4.168 \text{ pie}$$

$$\Delta_{r_2-r_1} = r_2 - r_1$$

$$\Delta_{r_2-r_1} = (4.168 - 3.445) \text{ pie}$$

$$\Delta_{r_2-r_1} = 0.723666666 \text{ pie}$$

$$\Delta_{r_2-r_1} = 8.684 \text{ pulg}$$

$$\Delta_{r_2-r_1} \approx 8.7 \text{ pulg}$$

$$\Delta_{r_2-r_1} = 22.098 \text{ cm}$$

Donde:

Q_{Loss} : Pérdida de calor a través de las paredes de ladrillo refractario. (Btu/h)

T_{L1} : Temperatura en la parte interna de la cara caliente del ladrillo refractario. (°F)

T_{S1} : Temperatura en la parte externa de la cara fría del ladrillo refractario. (°F)

r_2 : Radio externo de la pared cilíndrica de ladrillo refractario. (pie)

r_1 : Radio interno de la pared cilíndrica de ladrillo refractario. (pie)

L_L : Longitud del horizontal del horno. (pie)

K_L : Conductividad térmica del ladrillo refractario. (Btu/h · pie · °F)

$\Delta_{r_2-r_1}$: Espesor de pared de ladrillo refractario. (pulg)

Con los datos sustituidos en las ecuaciones anteriores se ha obtenido un espesor de pared de acuerdo a la pérdida de calor que se da a través de ella, así como también de los datos propios del material y las condiciones de temperatura establecidas.

Este mismo grosor de pared ha de considerarse para las tapas laterales en las cuales están conectados el quemador y la chimenea, debido que se considera una temperatura uniforme en toda la superficie interna de refractario.

6.1.6 Dimensiones del cilindro y las tapas de ladrillo refractario del horno

Debido a la consideración anterior que establece que la temperatura de la superficie interior del horno es la misma en todas las partes circundantes, se establece que el grosor de pared para las tapas laterales será igual, de tal forma que las dimensiones de estas tapas son las siguientes.

6.1.6.1 Dimensiones del cilindro refractario

Una vez calculada la dimensión del espesor de pared de ladrillo refractario se tiene con mejor aprecio la apariencia de este, el cual es como un cilindro hueco con una longitud horizontal de 132 pulgadas de largo, ver (Figura, 6.2). De modo para esta parte del horno se calcula su dimensión de área y a la vez se indican dimensiones adicionales para otros cálculos.

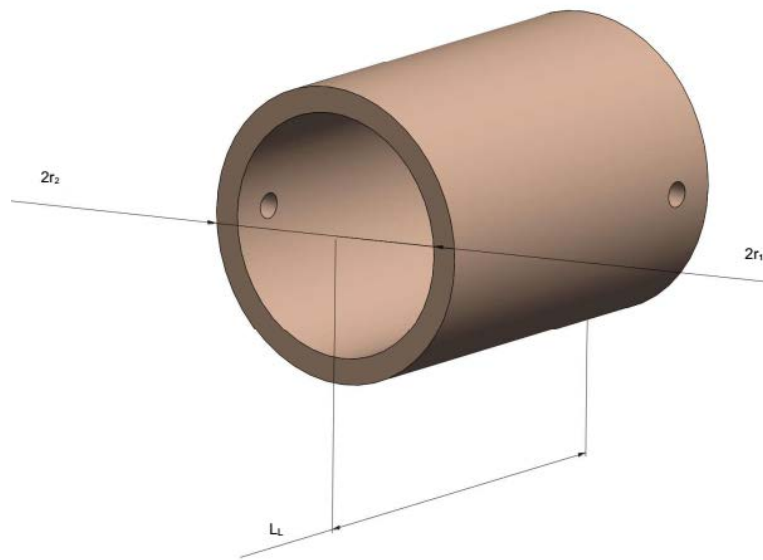


Figura 6-2, Es quema del cilindro refractario del horno

$$A_{T.C.R} = \pi(r_2^2 - r_1^2) \quad (2.74)$$

$$A_{T.C.R} = \pi\left((4.168 \text{ pie})^2 - (3.445 \text{ pie})^2\right)$$

$$A_{T.C.R} = 17.29195114 \text{ pie}^2$$

$$L_c = 132 \text{ pulg}$$

Donde:

r_2 : Radio externo de la pared cilíndrica de ladrillo refractario. (pie)

r_1 : Radio interno de la pared cilíndrica de ladrillo refractario. (pie)

$A_{T.C.R}$: Área transversal de la pared cilíndrica de ladrillo refractario. (pie²)

L_c : Longitud del horizontal del horno. (pie) ó (pulg).

6.1.6.2 Dimensiones de la tapa de ladrillo refractario adyacente al quemador

Para las dimensiones de la tapa adyacente al quemador se tienen los datos mismos obtenidos en el grosor de pared. Se muestra a continuación los siguientes cálculos para determinar el área misma y diámetro como también se toma en cuenta el diámetro del quemador, ver (Figura 6.3) el cual es proporcionado según el capítulo 4.

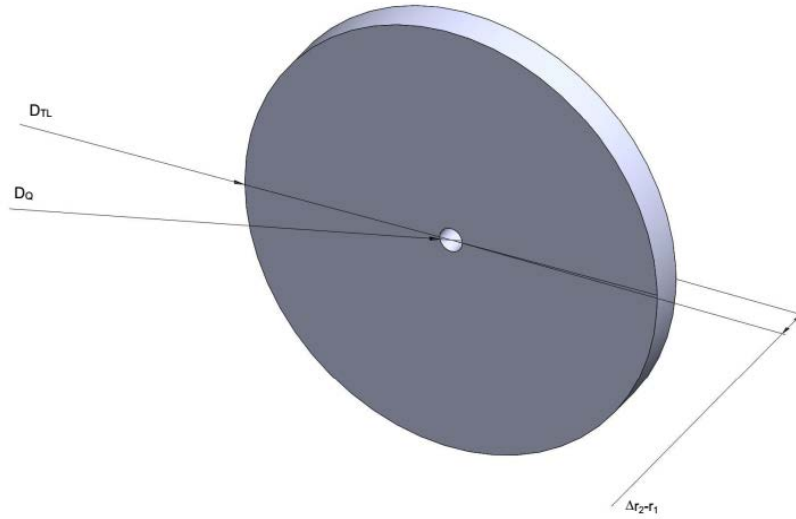


Figura 6-3, Dimensiones de la tapa de ladrillo refractario adyacente al quemador

$$D_{TL} = 2 * (r_1 + \Delta_{r_2-r_1}) \quad (2.75)$$

$$D_{TL} = 2 * (3.4446 + 0.723666666) \text{ pie}$$

$$D_{TL} = 8.336 \text{ pie}$$

$$D_{TL} = 100.032 \text{ pulg}$$

$$A_{TQ} = \frac{\pi}{4} (D_{TL}^2 - D_Q^2) \quad (2.76)$$

$$A_{TQ} = \frac{\pi}{4} \left[(8.336 \text{ pie})^2 - \left(\frac{5.393701 \text{ pulg} * 1 \text{ pie}}{12 \text{ pulg}} \right)^2 \right]$$

$$A_{TQ} = 54.41777899 \text{ pie}^2$$

Donde:

$\Delta_{r_2-r_1}$: Espesor de pared de ladrillo refractario. (pulg)

D_{TL} : Diámetro externo de la tapa de ladrillo refractario. (pie)

D_Q : Diámetro del quemador. (pie)

r_1 : Radio interno de la pared cilíndrica de ladrillo refractario. (pie)

A_{TQ} : Área transversal de la tapa de ladrillo refractario adyacente al quemador.
(pie²)

6.1.6.3 Dimensión de la tapa de ladrillo refractario adyacente a la chimenea

Para las dimensiones de la tapa adyacente al quemador se tienen los datos mismo obtenidos en el grosor de pared y además se tiene de igual forma el diámetro exterior de la tapa ver (Figura 6.4). Por los tanto solo queda restar el área del orificio de la chimenea y así encontrar e área de cuero a esta tapa.

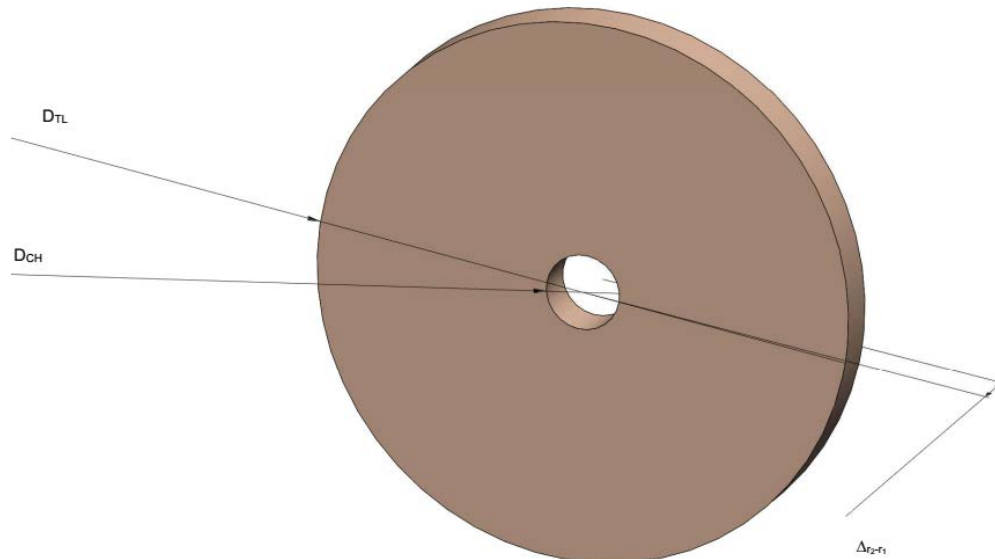


Figura 6-4, Esquema de la tapa de ladrillo refractario adyacente a la chimenea

$$A_{T.CH} = \frac{\pi}{4} (D_{TL}^2 - D_{CH}^2) \quad (2.77)$$

$$A_{T.CH} = \frac{\pi}{4} \left((8.336 \text{ ft})^2 - \left(\frac{13.77953 \text{ in} \cdot 1 \text{ ft}}{12 \text{ in}} \right)^2 \right)$$

$$A_{T.CH} = 53.54084138 \text{ pie}^2$$

Donde:

D_{TL} : Diámetro externo de la tapa de ladrillo refractario. (pie)

D_{CH} : Diámetro de la chimenea. (pie)

$A_{T.CH}$: Área transversal de la tapa de adyacente a la chimenea. (ft²)

Con las dimensiones de ambas tapas, se han de utilizar para el cálculo propio de la masa a través del volumen y su densidad lo cual se realiza para el cálculo del peso del material.

6.1.7 Cálculo de temperatura en las capas de ladrillo refractario y chapa metálica

A través de los cálculos de temperatura de ladrillo refractario y capa metálica, se trata de determinar la temperatura correspondiente en cada cara de dichos elementos, los cuales a su vez sirven de dato para cálculos posteriores en los efectos de expansión térmica.

Del mismo modo que se hace la analogía de resistencia térmica, solo que se aumenta una capa que es la de la chapa metálica, la cual de manera siguiente se presenta la ecuación a utilizar. Ver (Figura 6.5)

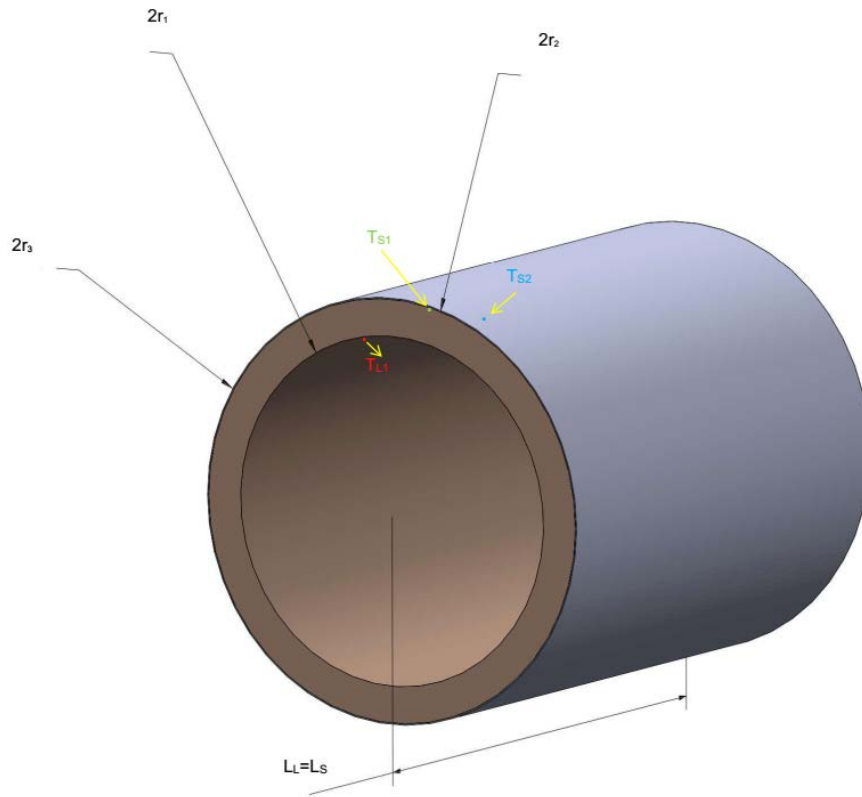


Figura 6-5, Esquema para los cálculos de temperatura entre la el cilindro refractario y el cilindro metálico

✓ Temperatura exterior en la chapa metálica

$$Q_{Loss} = \left[\frac{[T_{L1} - T_{s2}]}{\left[\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi * L_L * K_L} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi * L_S * K_S} \right]} \right] \quad (2.78)$$

$$T_{s2} = - \left[Q_{Loss} * \left(\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi * L_L * K_L} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi * L_S * K_S} \right) - T_{L1} \right] \quad (2.79) \quad T_{s2} = - \left[(26476.85042 \text{ Btu/h}) * \left(\frac{\ln(4.168 \text{ ft} / 3.445 \text{ ft})}{2\pi * 11 \text{ ft} * \frac{1.7}{12} \text{ Btu/h*ft*}^\circ\text{F}} \right) - T_{L1} \right]$$

✓ Temperatura promedio de la chapa metálica

$$T_s = 0.5 * (T_{s1} + T_{s2}) \quad (2.80)$$

$$T_s = [0.5 * (100.4 + 100.2)]^\circ\text{F}$$

$$T_s = 100.3 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

✓ Temperatura promedio de la pared de ladrillo

$$T_L = 0.5 * (T_{s1} + T_{L1}) \quad (2.81)$$

$$T_L = \left[0.5 * (100.4 + 615.675) \right] \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$T_L = 358.0375 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

Las temperaturas encontradas para cada capa tanto interna como externa del ladrillo refractario y chapa son factores importantes para estimar los efectos de esfuerzo y deformación que se da tanto en las caras caliente y fría del casco cilíndrico refractario y metálico.

Donde:

Q_{Loss} : Pérdida de calor a través de las paredes de ladrillo refractario. (Btu/h)

T_{L1} : Temperatura en la parte interna de la cara caliente del ladrillo refractario. ($^{\circ}\text{F}$)

T_{S1} : Temperatura en la parte externa de la cara fría del ladrillo refractario. ($^{\circ}\text{F}$)

T_{S2} : Temperatura en la parte externa de la cara fría de la chapa metálica. ($^{\circ}\text{F}$)

T_s : Temperatura promedio de la chapa metálica. ($^{\circ}\text{F}$)

T_L : Temperatura promedio de la pared de ladrillo refractario. ($^{\circ}\text{F}$)

r_1 : Radio interno de la pared cilíndrica de ladrillo refractario. (pie)

r_2 : Radio externo de la pared cilíndrica de ladrillo refractario. (pie)

r_3 : Radio interno del casco cilíndrico metálico. (pie)

L_L : Longitud del horizontal del horno. (pie)

L_S : Longitud del horizontal del horno. (pie)

K_L : Conductividad térmica del ladrillo refractario. (Btu/h · pie · $^{\circ}\text{F}$)

K_S : Conductividad térmica del casco cilíndrico metálico. (Btu/h · pie · $^{\circ}\text{F}$)

6.1.8 Selección del tipo de lámina metálica envolvente para el recubrimiento del horno

Según (A. L. Kohan, Gómez, & Azpitarte, 2000), la chapa de acero de para toda parte o pieza de caldera sometida a presión y expuesta al fuego o a productos de combustión debe ser de la calidad del hogar o caja de fuegos. Si no está expuesta al fuego o a productos de la combustión, la chapa puede ser de calidad caldera.

Para cada consideración del tipo de chapa se ha de ver los subcapítulos donde se indican el material apropiado según los cálculos correspondientes.

6.1.9 Condiciones internas del horno

De acuerdo a los cálculos de combustión¹⁵, se sabe que habrá una presión de 19.10473 lb_f/in², esta a su vez no es la presión con la cual ha de seleccionarse el grosor de pared, sino más bien se tendrán criterios de recomendación para un procedimiento de cálculo para la presión.

6.1.10 Designación del tipo de material de chapa metálica del casco cilíndrico del horno

Para tener de manera más exacta el espesor de pared de chapa metálica, se toma los datos antes expuestos en los cálculos y se compara dicho valor obtenido de espesor con el valor ante propuesto. A demás se tiene en cuenta que las tapas metálicas que están a los extremos del horno han de tener el mismo grosor de pared.

Se define los conceptos espesor y presión de la siguiente manera.

- ❖ Espesor requerido.
Es el calculado por la formula, antes de agregar el margen por corrosión.
- ❖ Espesor de diseño.
Es la suma del espesor requerido y el margen por corrosión.
- ❖ Espesor nominal.
Es el espesor seleccionado por estar disponible comercialmente y en donde este suele ser mayor que el espesor de diseño.
- ❖ Presión interna.
Esta es la presión requerida por el proceso a la cual el horno está sometida normalmente.
- ❖ Presión de diseño.
Este es el valor que debe utilizarse en las ecuaciones para el cálculo de las partes constitutivas de los recipientes sometidos a presión, dicho valor será el siguiente:

$$P_0 > 300 \frac{\text{lb}_f}{\text{pulg}^2} \quad P_0 \leq 300 \frac{\text{lb}_f}{\text{pulg}^2}$$

$$P_d = 1.1P_0 \quad P_d = P_0 + 30 \frac{\text{lb}_f}{\text{pulg}^2}$$

Donde:

P_d : Presión de diseño. (lb_f/pulg²)

P_0 : Presión de operación. (lb_f/pulg²)

Para el horno a diseñarse se tiene que la presión interna que ejercen los gases de combustión es de 19.10473 (lb_f/pulg²), con lo cual se ha de tomar en cuenta la segunda consideración.

- ❖ Presión de operación.
Es la presión a la que está sometido normalmente un recipiente y que se localiza en su parte superior, no debe exceder la presión máxima de trabajo permitida y,

¹⁵ Ver capítulo 4

generalmente, debe mantenerse a un adecuado nivel inferior al de ajuste de los dispositivos de alivio de presión para evitar su frecuente apertura.

❖ Presión de prueba.

Es la presión hidrostática de prueba y se cuantificara por medio de la siguiente ecuación.

❖ Presión de trabajo máxima permisible.

Es la presión máxima a la que se puede someter un recipiente, en condiciones de operación, suponiendo que esta ha de estar expuesta a distintas condiciones climáticas como ambiente.

6.1.10.1 Calculo del espesor de pared de cilindro de chapa metálica

Se toma como material apropiado el acero al carbono 285 SA-C, este tipo de material es recomendado según (A. Kohan, 1997) y se ve reflejado en la (Tabla anexo 4.9).

Se calcula el espesor de pared de chapa metálica teniendo en cuenta los datos expuestos en la (Tabla anexo 4.2 y 4.3), los cuales son utilizados en las siguientes formula. Ver (Figura 6.6).

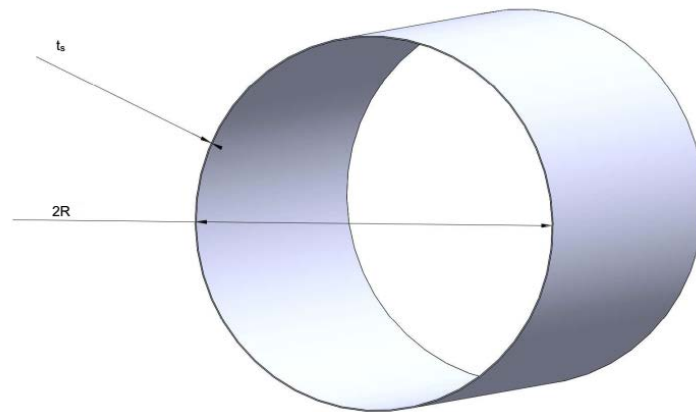


Figura 6-6, Esquema para el cálculo del grosor de pared de chapa metálica

$$t_s = \frac{P_d * R}{S * E - 0.6 P_d} \quad (2.82)$$

$$t_s = \frac{(19.10473 \frac{\text{lb}_f}{\text{pulg}^2} + 30 \frac{\text{lb}_f}{\text{pulg}^2}) * (4.168 \text{ pie})}{(13800 \frac{\text{lb}_f}{\text{pulg}^2}) * (0.70) - 0.6 (19.10473 \frac{\text{lb}_f}{\text{pulg}^2} + 30 \frac{\text{lb}_f}{\text{pulg}^2})}$$

$$t_s = 0.02125203519 \text{ pie}$$

$$t_s = 0.25502442228 \text{ pulg}$$

$$t_s = \frac{5}{16} \text{ pulg}$$

$$D_{cc.s} = 2 * (R + t_s) \quad (2.83)$$

$$D_{cc.s} = 2 * \left(4.168 \text{ pie} + \frac{\frac{5}{16} \text{ pulg} * 1 \text{ pie}}{12 \text{ pulg}} \right)$$

$$D_{cc.s} = 8.388083333 \text{ pie}$$

Para este espesor de pared, se aproxima al valor más cercano que se encuentre en la (Tabla anexo 4.4), de modo que el espesor a utilizar es de 5/16 pulg de espesor de pared del casco cilíndrico.

Donde:

t_s : espesor de pared de chapa metálica. (pulg)

R: Radio interior del casco cilíndrico.(pie)

P_d : Presión de diseño. ($\text{lb}_f/\text{pulg}^2$)

S: Valor de esfuerzo del material. ($\text{lb}_f/\text{pulg}^2$)

E: Eficiencia de la junta.

$D_{cc.s}$: Diámetro exterior del casco cilíndrico. (pie)

6.1.11 Dimensiones de las tapas metálicas adyacentes al quemador y a la chimenea

De acuerdo con los cálculos anteriores se ha utilizar un mismo tipo material para las tapas, a la vez se deja como recomendación especificar un tipo de unión entre las tapas y el casco cilíndrico, debido que se encuentra varios medios u formas para esto y como tal para esta parte se hace un dimensionamiento de tapas planas en ambos extremos.

Según la forma de las tapas se hace un último cálculo de números de pernos para las tapas mismas, debido que estas de manera ideal, han de tener adicionalmente la forma de brida.

6.1.11.1 Dimensiones del cilindro metálico

Al tener definida el espesor de chapa metálica, se puede calcular las dimensiones del área transversal del cilindro, además se tiene de forma adicional las cejas o brida la cual es parte de ella ver (Figura 6.7), debido que esta parte sirve como medio para la unión de cilindro con las tapas metálicas.

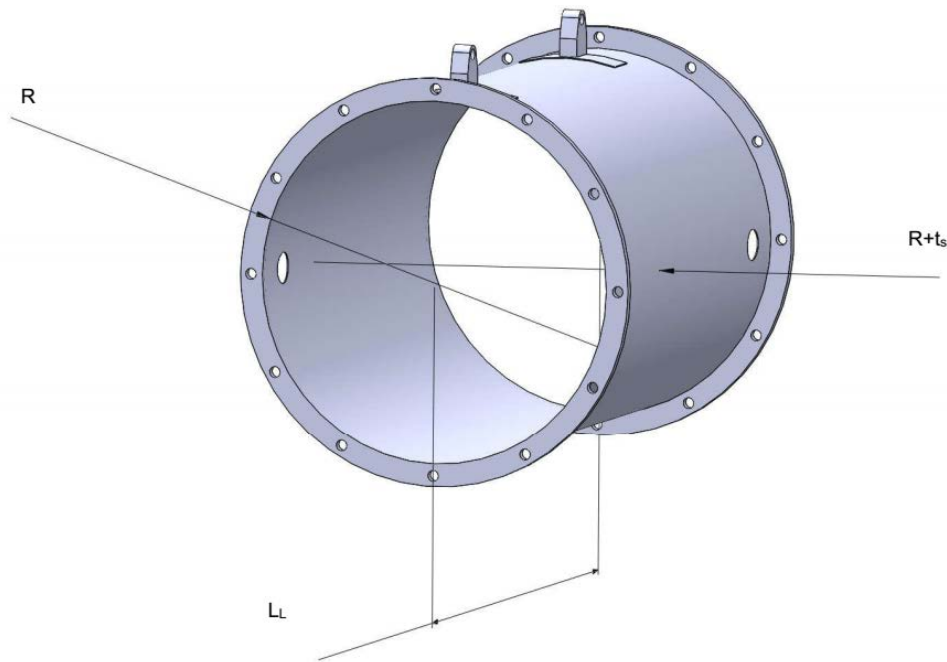


Figura 6-7, Esquema para la dimensión del cilindro metálico

$$t_s = 0.02125203519 \text{ pie}$$

$$R = 4.168 \text{ pie}$$

$$A_{T.C.M} = \pi \left((R + t_s)^2 - (R)^2 \right) \quad (2.84)$$

$$A_{T.C.M} = \pi \left(\left((4.168 \text{ pie}) + (0.02125203519 \text{ pie}) \right)^2 - (4.168 \text{ pie})^2 \right)$$

$$A_{T.C.M} = 0.557973918 \text{ pie}^2$$

La dimensión de la ceja será igual a la ceja de las tapas, estas han de ser calculado junto con las tapas y se ha de totalizar de manera total la cantidad de ella en volumen para luego estimar su peso.

Donde:

R: Radio interior del casco cilíndrico. (pulg)

t_s : Espesor de pared de chapa metálica. (pulg) ó (pie)

$A_{T.C.M}$: Área transversal del cilindro metálico. (pie^2)

6.1.11.2 Dimensionamiento de la tapa metálica adyacente al quemador y la chimenea

Debido a la similitud de las tapas metálicas, se establecen las mismas dimensiones, solo que difiere en el agujero tanto del quemador y de la chimenea, y como tal solo se especifican las dimensiones de ambas para no tener confusión. Ver (Figura 6.8).

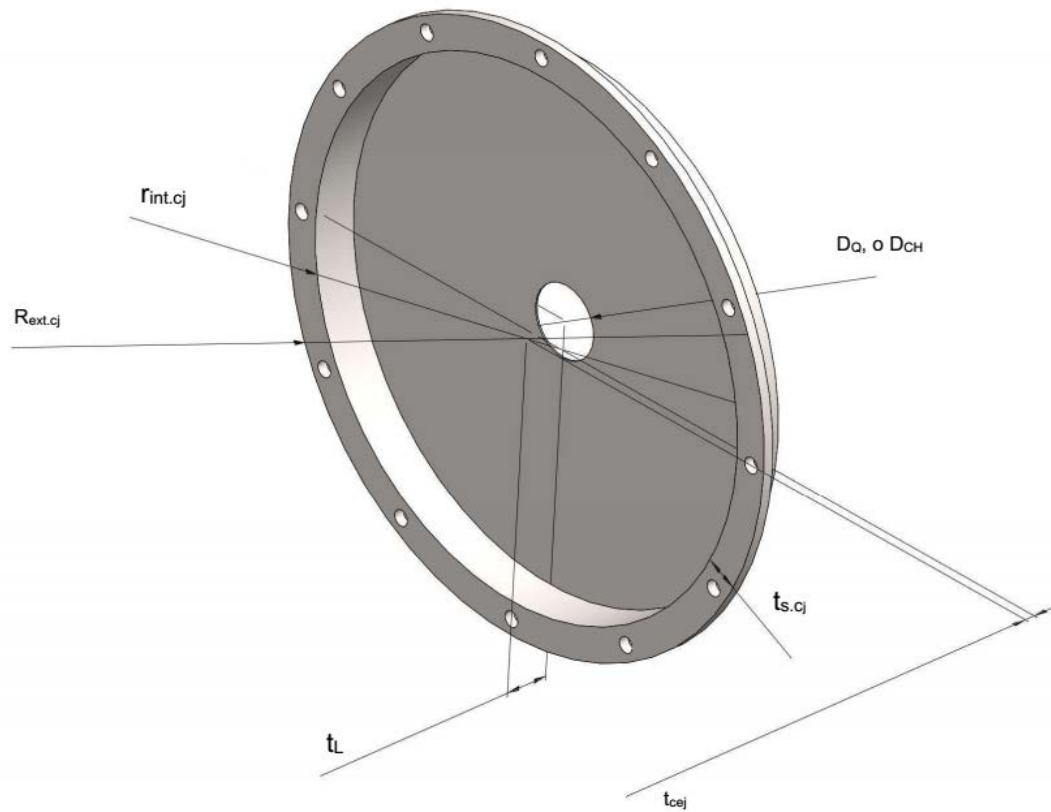


Figura 6-8, Esquema para el cálculo de las dimensiones de la tapa del quemador y la chimenea

6.1.11.2.1 Ceja de la tapa

$$r_{\text{int.cj}} = R_{\text{ext.cj}} - t_{\text{cej}} \quad (2.85)$$

$$r_{\text{int.cj}} = 5.1940416665 \text{ ft} - 1 \text{ pie}$$

$$r_{\text{int.cj}} = 4.1940416665 \text{ pie}$$

$$A_{\text{cj}} = \pi (R_{\text{ext.cj}}^2 - r_{\text{int.cj}}^2) \quad (2.86)$$

$$A_{\text{cj}} = \pi \left((5.1940416665 \text{ pie})^2 - (4.1940416665 \text{ pie})^2 \right)$$

$$A_{\text{cj}} = 29.49353363 \text{ pie}^2$$

$$t_{\text{cej}} = 1 \text{ pie}$$

$$t_{\text{s.cj}} = 4 \text{ pulg}$$

Donde:

$r_{\text{int.cj}}$: Radio interno de la ceja. (pie)

$R_{\text{ext.cj}}$: Radio externo de la ceja. (pie)

t_{cej} : Espesor de la ceja. (pie)

$t_{s,cj}$: Grosor de la placa de ceja. (pulg) ó (pie)

A_{cj} : Área transversal de la ceja. (pie²)

6.1.11.2.2 Cuello de la tapa

$$A_{cm} = \pi \left(r_{int,cj}^2 - (r_{int,cj} - t_s)^2 \right) \quad (2.87)$$

$$A_{cm} = \pi \left((4.1940416665 \text{ pie})^2 - \left((4.1940416665 \text{ pie}) - \left(\frac{5}{16} \text{ pulg} / 12 \text{ pulg} * (1 \text{ pie}) \right) \right)^2 \right)$$

$$A_{cm} = 0.6841179341 \text{ pie}^2$$

$$t_L = 8.7 \text{ pulg}$$

Donde:

A_{cm} : Área del cilindro de tapa. (pie²)

$r_{int,cj}$: Radio interno de la ceja. (pie)

t_s : Espesor de pared de chapa metálica. (pulg)

6.1.11.2.3 Base de la tapa para el quemador de la tapa metálica

$$A_{bm} = \frac{\pi}{4} (2r_{int,cj}^2 - D_Q^2) \quad (2.88)$$

$$A_{bm} = \frac{\pi}{4} \left((2 * 4.1940416665 \text{ pie})^2 - \left(\frac{5.393701 \text{ pulg}}{12 \text{ pulg}} * 1 \text{ pie} \right)^2 \right)$$

$$A_{bm,Q} = 55.10189692 \text{ pie}^2$$

Donde

$A_{bm,Q}$: Área de la base adyacente al quemador. (pie²)

D_Q : Diámetro del quemador. (pie)

6.1.11.2.4 Base para la chimenea de la tapa metálica

$$A_{bm,CH} = \frac{\pi}{4} (2r_{int,cj}^2 - D_{CH}^2) \quad (2.89)$$

$$A_{bm,CH} = \frac{\pi}{4} \left((2 * 4.1940416665 \text{ pie})^2 - \left(\frac{13.77953 \text{ in}}{12 \text{ in}} * 1 \text{ pie} \right)^2 \right)$$

$$A_{\text{bm.CH}} = 54.22495931 \text{ pie}^2$$

Donde:

$A_{\text{bm.CH}}$: Área de la base adyacente a la chimenea. (pie^2)

D_{CH} : Diámetro del quemador. (pie)

6.1.11.3 Cálculo de esfuerzo y deformación

En un recipiente a presión se producen dos tipos de esfuerzos principales, los cuales son el esfuerzo longitudinal y el esfuerzo circunferencial. Ver (Figura 6.9)

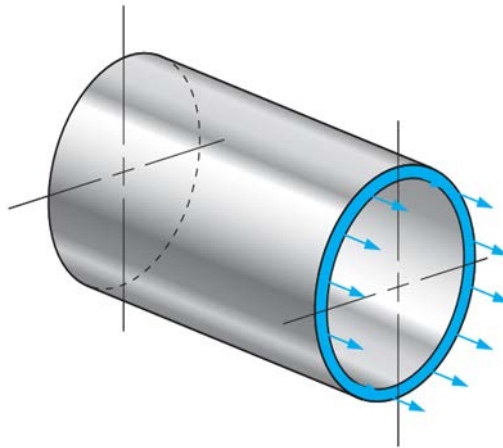


Figura 6-9, Esfuerzo longitudinal

De estos dos tipos de esfuerzos, se utiliza el esfuerzo circunferencial como base en el diseño, debido a que este es el doble del esfuerzo longitudinal y como tal se diseña el cilindro del horno en base al esfuerzo de tensión que ocurre tangencialmente en sus paredes. Ver (Figura 6.10).

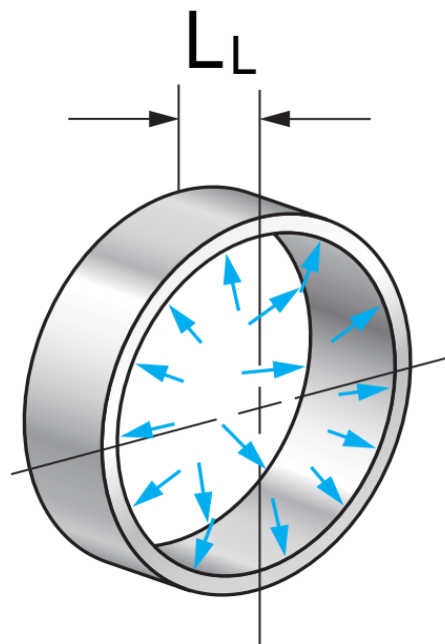


Figura 6-10, Esfuerzo circunferencial

De forma siguiente se empieza los cálculos de esfuerzos y deformación de la carcasa metálica envolvente del horno solo considerando la chapa metálica como una sola.

Para el cálculo de esfuerzo, se toma en cuenta el valor de grosor de pared ya estimado anteriormente. Por lo tanto, se desarrolla los siguientes cálculos. Ver (Figura 6.11).

$$D_m = D_i + t_s \quad (2.90)$$

$$D_m = 92.66923463 \text{ pulg} + \frac{5}{16} \text{ pulg}$$

$$D_m = 92.98173463 \text{ pulg}$$

$$\sigma_\phi = \frac{P_d * D_m}{2 * t_s} \quad (2.91)$$

$$\sigma_\phi = \frac{(49.10473 \text{ lb}_f / \text{pulg}^2) * (92.98173463 \text{ pulg})}{(2) * (\frac{5}{16} \text{ pulg})}$$

$$\sigma_\phi = 7305.348758 \text{ lb}_f / \text{pulg}^2$$

$$\sigma_\phi = 50368.604486662 \text{ kPa}$$

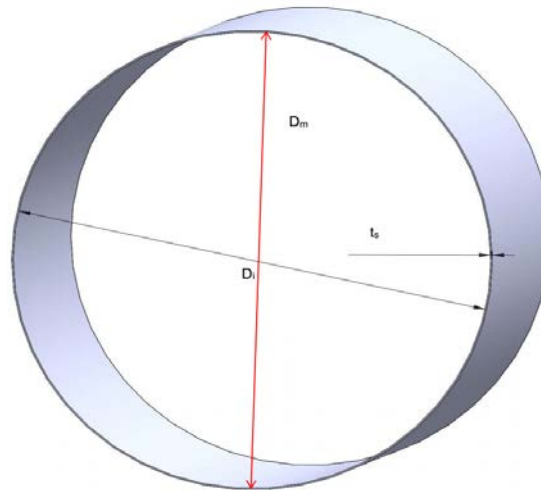


Figura 6-11, Dimensiones para el cálculo del diámetro medio del casco cilíndrico metálico del horno

Donde:

D_m : Diámetro medio. (pulg)

t_s : Espesor de pared chapa metálica. (pulg)

σ_ϕ : Esfuerzo circunferencial. ($\text{lb}_f / \text{pulg}^2$)

P_d : Presión de diseño. ($\text{lb}_f / \text{pulg}^2$)

Para establecer de manera correcta el material especificado, se necesita comparar los valores de esfuerzos permisibles de estos y así tener la seguridad que el material elegido ha sido el indicado para este trabajo.

Para este cálculo se utiliza un factor de seguridad del cual se tiene las recomendaciones según (A. Kohan, 1997) y (Mott, 2008) que el factor de seguridad con el cual se puede trabajar¹⁶ es de $N = 4$.

¹⁶ Ver Libro de resistencia de materiales Robert L. Mott, Diseño de recipientes a presión, pagina 649.

Por lo tanto, las se tiene las ecuaciones siguientes para comprobar si el material seleccionado es el indicado.

$$\sigma_d = \frac{s_y}{N} \quad (2.92)$$

$$s_y = N * \sigma_d \quad (2.93)$$

$$s_y = (4) * (7305.348758 \text{ lb}_f / \text{pulg}^2)$$

$$s_y = 29221.39032 \text{ lb}_f / \text{pulg}^2$$

$$s_y = 29221.39032 \text{ lb}_f / \text{pulg}^2 < s_y = 300000 \text{ lb}_f / \text{pulg}^2$$

Donde:

σ_d : Esfuerzo de diseño. ($\text{lb}_f / \text{pulg}^2$)

N: Factor de seguridad. (Adimensional)

s_y : Resistencia a la cedencia. ($\text{lb}_f / \text{pulg}^2$)

De acuerdo con este cálculo, se comprueba que el material a utilizar es el adecuado tanto por recomendación en la aplicación de este y por efecto comparativo de la resistencia a la cedencia del material según la (Tabla anexo 4.10) que indica que el valor de 300000 $\text{lb}_f / \text{pulg}^2$ sigue siendo mayor al calculado.

Para estimar la deformación de material de chapa metálica, se efectúan los siguientes cálculos.

$$\epsilon_\phi = \frac{0.85 * \sigma_\phi}{E_s} \quad (2.94)$$

$$\epsilon_\phi = \frac{0.85 * (7305.348758 \text{ lb}_f / \text{pulg}^2)}{(30000000 \text{ lb}_f / \text{pulg}^2)}$$

$$\epsilon_\phi = 2.069848815 * 10^{-4}$$

Donde:

E_s : Modulo de elasticidad de la chapa metálica. ($\text{lb}_f / \text{pulg}^2$)

ϵ_ϕ : Deformación circunferencial del material. (Adimensional)

Una vez obtenido el valor de deformación del material, se logra observar que los cambios de longitudes a tratar del material son despreciables. Por lo tanto, las variaciones de longitud han de ser no notables, lo cual indica que el material es adecuado para dicho propósito.

6.1.11.4 Cálculo de expansión térmica

En estos cálculos de expansión se trata de ver los efectos de cambio de longitud de la carcasa metálica como así ves los efectos mismos del ladrillo refractario, los cuales han de estar interactuando entre sí según sus temperaturas en sus diversas caras y como también parte de la propiedad misma del material.

6.1.11.4.1 Expansión térmica de la carcasa

Para obtener el valor del coeficiente de dilatación térmica, se utilizó la (Tabla anexo 4.7), la cual contiene dicho valor a temperatura promedio del material. Además, se utiliza el valor de temperatura de construcción igual a la temperatura ambiente donde se ha de elaborar dicho equipo de acuerdo a la (Tabla anexo 2.8).

$$\Delta L_1 = \alpha_s * (T_s - T_c) \quad (2.95)$$

$$\Delta L_1 = (6.469923077 * 10^{-6} \text{ in/in} \cdot ^\circ\text{F}) * [(100.3 - 77) ^\circ\text{F}]$$

$$\Delta L_1 = 1.507492077 * 10^{-4}$$

Donde:

T_s : Temperatura promedio de la carcasa. ($^\circ\text{F}$)

T_c : Temperatura exterior ambiente durante la construcción. ($^\circ\text{F}$)

α_s : Coeficiente de expansión térmica de la carcasa. (pulg/pulg \cdot $^\circ\text{F}$)

ΔL_1 : Expansión térmica de la carcasa. (Adimensional)

6.1.11.4.2 Expansión circunferencial total sin esfuerzo del forro refractario

En este cálculo solo se toma en cuenta los efectos de la deformación sin incluir los efectos del ladrillo refractario, los cuales han de ser vistos posteriormente.

$$\Delta L_2 = \varepsilon_\phi + \Delta L_1 \quad (2.96)$$

$$\Delta L_2 = (2.069848815 * 10^{-4} + 1.507492077 * 10^{-4})$$

$$\Delta L_2 = 3.577340892 * 10^{-4}$$

Donde:

ε_ϕ : Deformación circunferencial del material. (Adimensional)

ΔL_1 : Expansión térmica de la carcasa. (Adimensional)

ΔL_2 : Expansión térmica de la carcasa sin el efecto del forro refractario. (Adimensional)

6.1.11.4.3 Expansión térmica media

$$\Delta L_3 = \alpha_L * (T_L - T_c) \quad (2.97)$$

$$\Delta L_3 = (4.4 \cdot 10^{-6} \text{ in./in.}^\circ\text{F}) * [(358.0375 - 77) ^\circ\text{F}]$$

$$\Delta L_3 = 1.236565 \cdot 10^{-3}$$

Donde:

T_C : Temperatura exterior ambiente durante la construcción. ($^\circ\text{F}$)

T_L : Temperatura promedio de la pared de ladrillo refractario. ($^\circ\text{F}$)

α_L : Coeficiente de expansión térmica de la carcasa. (pulg/pulg \cdot $^\circ\text{F}$)

Δ_{L3} : Expansión térmica media. (Adimensional)

6.1.11.4.4 Contracción (encogimiento) media del ladrillo

$$\Delta L_4 = 0.5 * (S_{TS} + S_{TL}) \quad (2.98)$$

$$\Delta L_4 = 0.5 * (0.00028 + 0.00108)$$

$$\Delta L_4 = 6.8 \cdot 10^{-4}$$

Donde:

S_{TS} : Contracción irreversible del ladrillo refractario a temperatura T_S . (Adimensional)

S_{TL} : Contracción irreversible del ladrillo refractario a temperatura T_L . (Adimensional)

Δ_{L4} : Contracción media del ladrillo refractario. (Adimensional)

6.1.11.4.5 Restricción a la expansión neta

$$\Delta L_5 = \Delta L_3 - \Delta L_4 \quad (2.99)$$

$$\Delta L_5 = [1.236565 \cdot 10^{-3} - 6.8 \cdot 10^{-4}]$$

$$\Delta L_5 = 5.56565 \cdot 10^{-4}$$

Donde:

Δ_{L5} : Restricción a la expansión neta. (Adimensional)

6.1.11.4.6 Expansión circunferencial neta

$$\Delta L_6 = \Delta L_2 - \Delta L_5 \quad (2.100)$$

$$\Delta L_6 = 3.577340892 \cdot 10^{-4} - 5.56565 \cdot 10^{-4}$$

$$\Delta L_6 = -1.988309108 \cdot 10^{-4}$$

Donde:

Δ_{L6} : Expansión circunferencial neta. (Adimensional)

6.1.11.5 Calculo de esfuerzo

6.1.11.5.1 Esfuerzo compresivo medio en el forro refractario debido a la restricción de la carcasa

$$\sigma_{L1} = E_L * \Delta_{L6} \left[\frac{E_S * t_s}{E_L * t_L + E_S * t_s} \right] \quad (2.101)$$

$$\sigma_{L1} = \left(1.815472222 * 10^6 \frac{\text{lb}_f}{\text{pulg}^2} \right) * \left(-1.988309108 * 10^{-4} \right) * \left[\frac{(30 * 10^6 \frac{\text{lb}_f}{\text{pulg}^2}) * (\frac{5}{16} \text{ pulg})}{(1.815472222 * 10^6 \frac{\text{lb}_f}{\text{pulg}^2}) * (8.7 \text{ pulg}) + (30 * 10^6 \frac{\text{lb}_f}{\text{pulg}^2}) * (\frac{5}{16} \text{ pulg})} \right]$$

$$\sigma_{L1} = -134.4523289 \frac{\text{lb}_f}{\text{pulg}^2}$$

Donde:

E_S : Modulo de elasticidad de la chapa metálica. ($\text{lb}_f/\text{pulg}^2$)

E_L : Modulo de elasticidad del ladrillo refractario. ($\text{lb}_f/\text{pulg}^2$)

Δ_{L6} : Expansión circunferencial neta. (Adimensional)

t_s : Espesor de pared chapa metálica. (pulg)

t_L : Espesor de pared de ladrillo refractario. (pulg)

σ_{L1} : Esfuerzo compresivo promedio en el ladrillo refractario debido a la restricción de la carcasa. ($\text{lb}_f/\text{pulg}^2$)

6.1.11.5.2 Esfuerzo diferencial medio de la cara caliente y fría del forro refractario debida a la expansión térmica

$$\sigma_{L2} = \frac{(E_L * \alpha_L) * (T_{L1} - T_{S2})}{2 * (1 - \mu_L)} \quad (2.102)$$

$$\sigma_{L2} = \frac{\left(\left(1.815472222 * 10^6 \frac{\text{lb}_f}{\text{pulg}^2} \right) * \left(4.4 * 10^{-6} \frac{\text{pulg}}{\text{pulg} \cdot ^\circ\text{F}} \right) \right) * \left[(615.675 - 100.2) ^\circ\text{F} \right]}{2 * (1 - 0.25)}$$

$$\sigma_{L2} = 2.744037851 * 10^3 \frac{\text{lb}_f}{\text{pulg}^2}$$

Donde:

μ_L : Razón de Poisson del ladrillo refractario. (Adimensional)

α_L : Coeficiente de expansión térmica de la carcasa. ($\text{pulg}/\text{pulg} \cdot ^\circ\text{F}$)

T_{L1} : Temperatura en la parte interna de la cara caliente del ladrillo refractario. ($^\circ\text{F}$)

T_{S2} : Temperatura en la parte externa de la cara fría de la chapa metálica. ($^\circ\text{F}$)

E_L : Modulo de elasticidad del ladrillo refractario. ($lb_f/pulg^2$)

σ_{L2} : Esfuerzo diferencial medio entre la cara caliente y fría del ladrillo refractario debida a la expansión térmica. ($lb_f/pulg^2$)

6.1.11.5.3 Esfuerzo diferencial medio de la cara caliente y fría del forro refractario debido a la contracción

$$\sigma_{L3} = \frac{E_L * (S_{TL} - S_{TS})}{2 * (1 - \mu_L)} \quad (2.103)$$

$$\sigma_{L3} = \frac{(1.815472222 * 10^6 \text{ } lb_f/pulg^2) * (0.00108 - 0.00028)}{2 * (1 - 0.25)}$$

$$\sigma_{L3} = 0.968251851 * 10^3 \text{ } lb_f/pulg^2$$

Donde:

σ_{L3} : Esfuerzo diferencial medio debido a la contracción del refractario entre la cara fría y caliente. ($lb_f/pulg^2$)

S_{TS} : Contracción irreversible del ladrillo refractario a temperatura T_S . (Adimensional)

S_{TL} : Contracción irreversible del ladrillo refractario a temperatura T_L . (Adimensional)

μ_L : Razón de Poisson del ladrillo refractario. (Adimensional)

6.1.11.5.4 Esfuerzo circunferencial en la cara caliente del forro refractario

$$\sigma_{L4} = \sigma_{L1} - \sigma_{L2} + \sigma_{L3} \quad (2.104)$$

$$\sigma_{L4} = -134.4523289 \text{ } lb_f/pulg^2 - 2.744037851 * 10^3 \text{ } lb_f/pulg^2 + 0.968251851 * 10^3 \text{ } lb_f/pulg^2$$

$$\sigma_{L4} = -1910.238329 \text{ } lb_f/pulg^2$$

Donde:

σ_{L4} : Esfuerzo circunferencial en la cara fría del refractario. ($lb_f/pulg^2$)

6.1.11.5.5 Esfuerzo circunferencial en la cara fría del forro refractario

$$\sigma_{L5} = \sigma_{L1} + \sigma_{L2} - \sigma_{L3} \quad (2.105)$$

$$\sigma_{L5} = -134.4523289 \text{ } lb_f/pulg^2 + 2.744037851 * 10^3 \text{ } lb_f/pulg^2 - 0.968251851 * 10^3 \text{ } lb_f/pulg^2$$

$$\sigma_{L5} = 1641.333671 \text{ lb}_f / \text{pulg}^2$$

Donde:

σ_{L5} : Esfuerzo circunferencial en la cara fría del refractario. (lb_f/pulg²)

6.1.11.5.6 Esfuerzo circunferencia en la carcasa causada por el forro refractario

Para obtener los efectos de esfuerzo que ejerce el cilindro refractario sobre la carcasa metálica (cilindro metálico ó casco cilíndrico metálico), se calcula dicho valor y como tal se comprueba dicho valor con el esfuerzo encontrado solo en el casco cilíndrico.

$$\sigma_{SC} = -\sigma_{L1} \left(\frac{t_L}{t_s} \right) \quad (2.106)$$

$$\sigma_{SC} = - \left(-134.4523289 \text{ lb}_f / \text{pulg}^2 \right) * \left(\frac{8.7 \text{ pulg}}{5/16 \text{ pulg}} \right)$$

$$\sigma_{SC} = 3743.152837 \text{ lb}_f / \text{pulg}^2$$

Donde:

σ_{SC} : Esfuerzo circunferencial en la carcasa metálica causada por el refractario. (lb_f/pulg²)

6.1.12 Cálculo del tipo de material de tubería de intercambio de calor

Para definir el material adecuado de la tubería de intercambio, se toma en cuenta que este material está expuesto a la llama y por lo tanto sus propiedades deben ser distintas a los de la chapa metálica que cubre el horno, y por lo tanto debe ser más resistente y de mejor calidad.

$$t = \frac{P * R}{S * E - 0.6P} \quad (2.107)$$

$$P = \frac{(t) * (S * E - 0.6P)}{R} \quad (2.108)$$

$$P = \frac{t * S * E}{(R + 0.6t)} \quad (2.109)$$

$$P = \frac{(0.322 \text{ in} * 0.875) * (15000 \frac{\text{lb}_f}{\text{in}^2}) * (1)}{(3.9905 \text{ in} + 0.6(0.322 \text{ in} * 0.875))}$$

$$P = 1016.035388 \frac{\text{lb}_f}{\text{pulg}^2}$$

De este cálculo, se puede especificar un tipo de tubería según la presión y el rango de temperatura la cual está entre -20 y 650 °F a la cual dicha tubería ha de esta expuesta. Por lo tanto, la temperatura que experimenta la tubería de intercambio de calor es de 253,5 °F, lo cual es admisible sobre este rango.

Para el tipo de tubería de forma específica, se elige el tipo de acero SA-53B, esto se puede ver en la (Tabla anexo 4.9), en donde se especifica de manera de tabla la parte correspondiente de tubería para la cual fue elegida.

Para los cálculos correspondientes de costos, se especifica de manera clara el tipo de material a utilizar.

6.1.13 Indicación del tipo de soporte para sostener el horno cilíndrico de tubos horizontales

Como medio de soporte del horno, se utiliza silletas las cuales se sugieren debido a la geometría de este. Para la ubicación de las silletas de soporte del horno cilíndrico, se usan las indicaciones expuestas de la literatura de recipientes a presión según (Megyesy, 1989), la cual indica que se utiliza dos silletas como recomendación para sostener el equipo, esto con el objetivo de reducir los costos y a su vez desde un punto de vista estático. Ver (Figura 6.12)

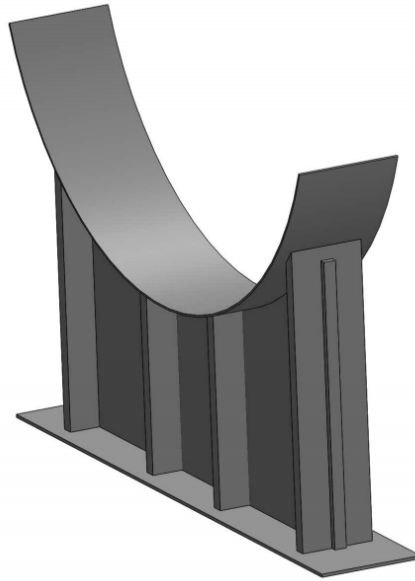


Figura 6-12, Silleta de soporte para el horno horizontal

Se deja como recomendación el cálculo de las silletas para una mejor aproximación en cuanto al diseño de ellas y su dimensionamiento.

Por lo tanto, se ha de totalizar el peso total de los componentes que forman el horno de forma interna como externa y de modo que con el peso total de este poder realizar dichos cálculos de silletas para tener una mejor aproximación.

6.1.14 Cálculo del peso de material total del horno

El cálculo del peso total del material del horno, se debe que con este valor se ha de diseñar las silletas de soporte del horno, esto el cual queda como recomendación, de forma que se totalizara los pesos de cada uno de ellos en los siguientes subcapítulos.

6.1.14.1 Fórmula para el cálculo del peso del material de cada componente del horno

Para la consideración particular de cada componente del horno, se utilizará las propiedades del material de forma que se obtendrá su masa por cada elemento, al cual de forma total se ha de calcular un peso total y este será la carga que ha de soportar las dos silletas a diseñar.

De forma general se ha de tomar la siguiente ecuación para los cálculos de masa de cada elemento de la siguiente forma.

$$V_{\text{material}} = \frac{m_{\text{material}}}{\rho_{\text{material}}} \quad (2.110)$$

$$m_{\text{material}} = V_{\text{material}} * \rho_{\text{material}} \quad (2.111)$$

Esta ecuación de forma general ha de usarse para estimar la cantidad de material por cada componente en el volumen del horno.

6.1.14.2 Masa de ladrillo refractario cilíndrica

En la determinación de la masa de materia de ladrillo en la parte del casco cilíndrico se tiene la siguiente tabla con los datos de entrada. Ver (Figura 6.13)

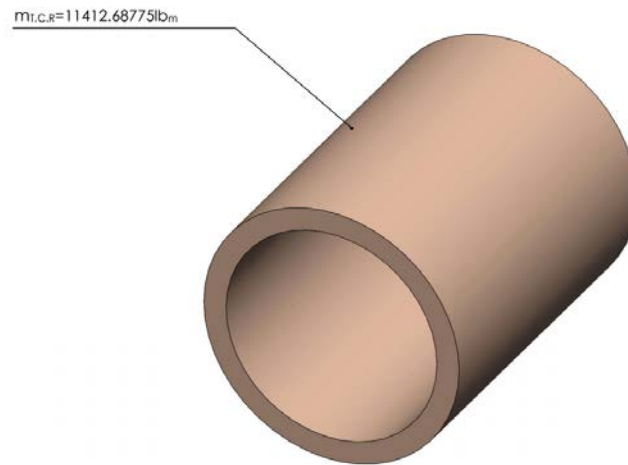


Figura 6-13, Esquema para el cálculo de masa del cilindro de ladrillo refractario

Se resume los datos de la capa cilíndrica de refractario en la (Tabla 6-2).

Tabla 6-2, Datos de dimensiones para la capa de cilindro refractario

Datos de ladrillo refractario. Capa Cilíndrica		
Dimensiones	Área transversal (pie ²)	17.29195114
	Espesor o longitud (pie)	11
Propiedades	Densidad (lb _m /pie ³)	60

Nota: Los valores de densidad del material se toman de la tabla 4.1

Nota

Para el cálculo de la masa, se establece la siguiente ecuación

$$V_{T.C.R} = A_{T.C.R} * L_L \quad (2.112)$$

$$V_{T.C.R} = ((17.29195114 \text{ pie}^2) * (11 \text{ pie}))$$

$$V_{T.C.R} = 190.2114625 \text{ pie}^3$$

$$m_{T.C.R} = [V_{T.C.R} * (\rho_R)] \quad (2.113)$$

$$m_{T.C.R} = [(190.2114625 \text{ pie}^3) * (60 \text{ lb}_m / \text{pie}^3)]$$

$$m_{T.C.R} = 11412.68775 \text{ lb}_m$$

Donde:

$A_{T.C.R}$: Área transversal de la pared cilíndrica de ladrillo refractario. (pie^2)

L_L : Longitud del horizontal del horno. (pie)ó (pulg)

$V_{T.C.R}$: Volumen de pared de cilindro refractario. (pie^3)

ρ_R : Densidad del ladrillo refractario. ($\text{lb}_m / \text{pie}^3$)

$m_{T.C.R}$: Masa de la pared de cilindro refractaria. (lb_m)

6.1.14.3 Masa de las tapas de ladrillo refractario del quemador y la chimenea

Para el caso de la tapa adyacente al quemador se tiene el mismo tipo de material solo con la diferencia de su tamaño en cuanto a que existe un orificio que es ocupado por el quemador. Ver (Figura 6.14).

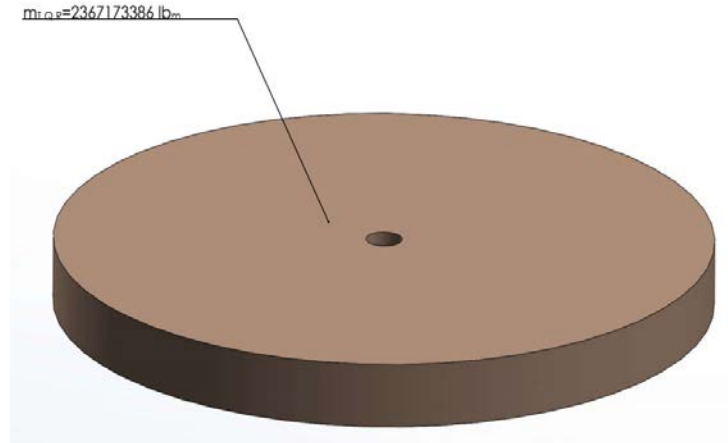


Figura 6-14, Esquema para el cálculo de masa de la tapa de ladrillo refractario adyacente al quemador

De modo que se muestra una tabla que indica ciertos datos.

Tabla 6-3, Datos de dimensiones para la tapa de ladrillo refractario adyacente al quemador

Datos de ladrillo refractario. Tapa adyacente al quemador		
Dimensiones	Área transversal (pie ²)	54.41777899
	Espesor de pared (pie)	0.725
Propiedades	Densidad (lb _m /pie ³)	60
Nota		
Nota		

$$V_{T.Q} = A_{T.Q} * t_L \quad (2.114)$$

$$V_{T.Q} = \left((54.41777899 \text{ pie}^2) * (0.725 \text{ pie}) \right)$$

$$V_{T.Q} = 39.45288977 \text{ pie}^3$$

$$m_{T.Q.R} = \left[(V_{T.Q}) * (\rho_R) \right] \quad (2.115)$$

$$m_{T.Q.R} = \left[(39.45288977 \text{ pie}^3) * \left(60 \frac{\text{lb}_m}{\text{pie}^3} \right) \right]$$

$$m_{T.Q.R} = 2367.173386 \text{ lb}_m$$

Donde:

t_L : Espesor de pared de ladrillo refractario. (pie)

$A_{T.Q}$: Área transversal de la tapa de ladrillo refractario adyacente al quemador. (pie²)

$V_{T.Q}$: Volumen de la tapa refractaria adyacente al quemador. (pie^3)

ρ_R : Densidad del ladrillo refractario. (lb_m/pie^3)

$m_{T.Q.R}$: Masa de la tapa refractaria adyacente al quemador. (lb_m)

Para el caso de la tapa adyacente a la chimenea se tiene el mismo tipo de material con la diferencia de su tamaño en cuanto a que existe un orificio que es ocupado por la chimenea. Ver (Figura 6.15).

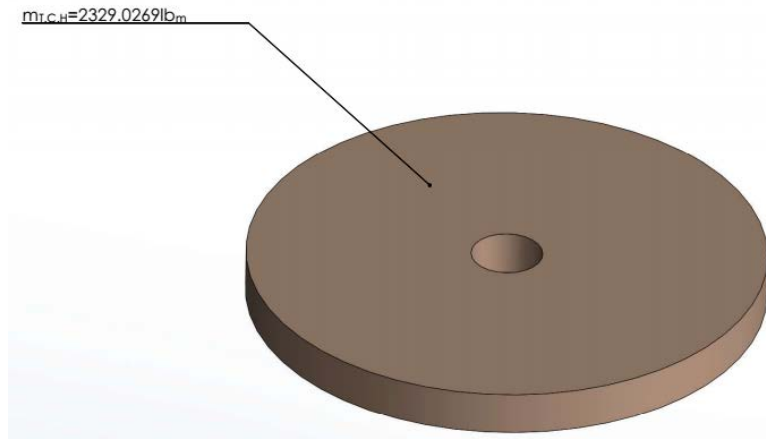


Figura 6-15, Esquema para el cálculo de masa de la tapa de ladrillo refractario adyacente a la chimenea

De modo que se muestra una tabla que indica ciertos datos

Tabla 6-4, Datos de dimensiones de la tapa de ladrillo refractario adyacente a la chimenea

Datos de ladrillo refractario. Tapa adyacente a la chimenea		
Dimensiones	Área transversal (pie^2)	53.54084138
	Espesor de pared (pie)	0.725
Propiedades	Densidad (lb_m/pie^3)	60
Nota		
Nota		

$$V_{T.CH} = A_{T.CH} * t_L \quad (2.116)$$

$$V_{T.CH} = ((53.54084138 \text{ pie}^2) * (0.725 \text{ pie}))$$

$$V_{T.CH} = 38.81711 \text{ pie}^3$$

$$m_{T.CH} = ((V_{T.CH}) * (\rho_R)) \quad (2.117)$$

$$m_{T.CH} = \left((38.81711 \text{ pie}^3) * \left(60 \frac{\text{lb}_m}{\text{pie}^3} \right) \right)$$

$$m_{T.CH} = 2329.0266 \text{ lb}_m$$

$$m_{T.L.R} = 11412.68775 \text{ lb}_m + 2367.173386 \text{ lb}_m + 2329.0266 \text{ lb}_m$$

$$m_{T.L.R} = 16108.88774 \text{ lb}_m$$

Donde:

t_L : Espesor de pared de ladrillo refractario. (pie)

$A_{T.CH}$: Área transversal de la tapa de ladrillo refractario adyacente a la chimenea. (pie²)

$V_{T.CH}$: Volumen de la tapa refractaria adyacente a la chimenea. (pie³)

$m_{T.CH}$: Masa de la tapa refractaria adyacente a la chimenea. (lb_m)

$m_{T.L.R}$: Masa total de ladrillo refractario. (lb_m)

ρ_R : Densidad del ladrillo refractario. (lb_m/pie³)

6.1.14.4 Masa metálica cilíndrica

De la misma manera que se determinó la masa de ladrillo refractario, se procede la especificación para la chapa cilíndrica metálica, solo que en este caso las dimensiones son distintas debido que esta capa cubre de forma total en volumen del horno.

Se empieza de igual forma los cálculos de masa con el cilindro metálico teniendo en cuenta los datos a continuación. Ver (Figura 6.16).

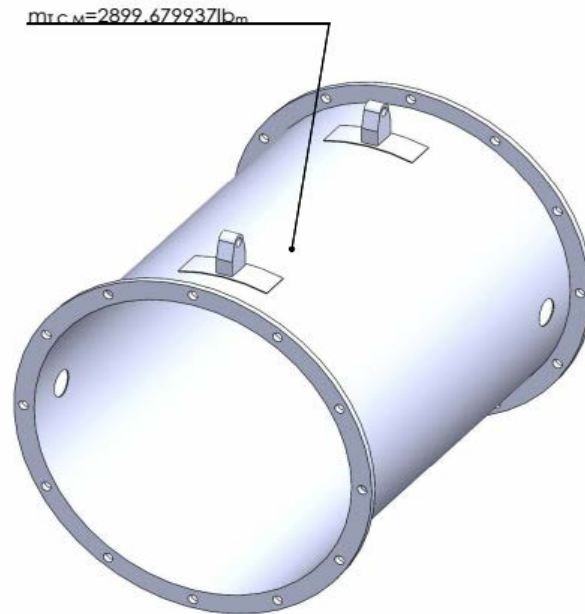


Figura 6-16, Esquema para el cálculo de masa de la carcasa metálica del horno

Tabla 6-5, Datos de dimensiones de la carcasa metálica cilíndrica

Datos de la carcasa metálica. Capa Cilíndrica		
Dimensiones	Área de sección transversal (pie ²)	0.557973918
	Espesor o longitud (pie)	11
Propiedades	Densidad (lb _m /pie ³)	486.9370545
Nota		
Nota		

Para el cálculo de la masa, se establece la siguiente ecuación.

$$V_{T.C.M} = A_{T.C.M} * L_L \quad (2.118)$$

$$V_{T.C.M} = ((0.557973918 \text{ pie}^2) * (11 \text{ pie}))$$

$$V_{T.C.M} = 6.137713098 \text{ pie}^3$$

$$m_{T.C.M} = [(V_{T.C.M}) * (\rho_{CH.M})] \quad (2.119)$$

$$m_{T.C.M} = \left[(6.137713098 \text{ pie}^3) * (486.9370545 \text{ lb}_m / \text{pie}^3) \right]$$

$$m_{T.C.M} = 2988.679937 \text{ lb}_m$$

Donde:

L_L : Longitud del horizontal del horno. (pie) ó (pulg)

$A_{T.C.M}$: Área transversal del cilindro metálico. (pie²)

$\rho_{CH.M}$: Densidad de la chapa de acero. (lb_m/pie³)

$V_{T.C.M}$: Volumen del casco cilíndrico metálico. (pie³)

6.1.14.4.1 Masa de las tapas metálicas del quemador y la chimenea

Debido a las similitudes geométricas de las tapas adyacentes al quemador y a la chimenea, se han de calcular las dimensiones de masa de igual forma, además solamente se tiene la diferencia de estas en sus bases debido a los agujeros que son distintos en diámetros. A demás, para este cálculo se construye una tabla en la cual se divide la tapa en tres partes principales y se detalla en el cálculo de masa total el número correspondiente al cual este ha de ser multiplicado para obtener su total. Ver (Figura 6.17).

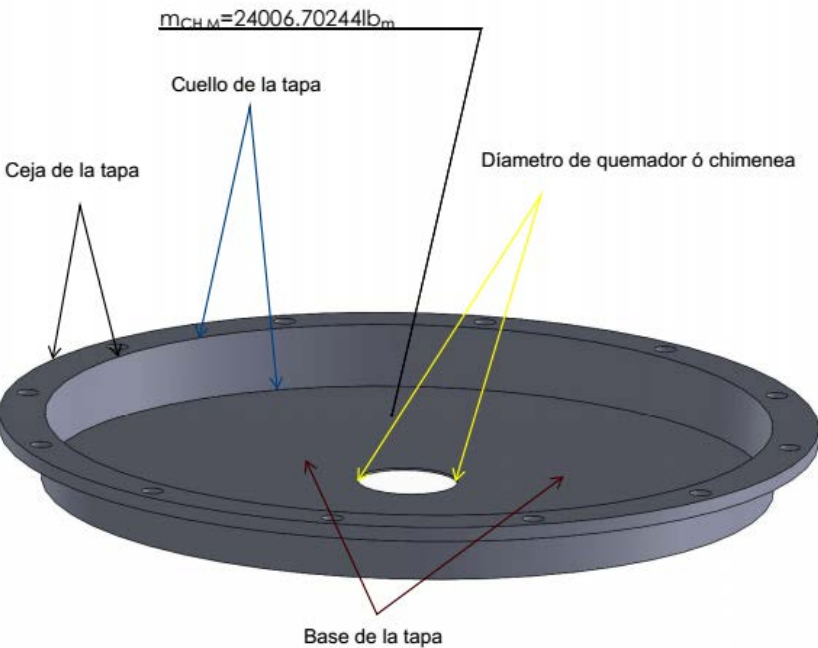


Figura 6-17, Esquema para el cálculo de la masa metálica de la tapa de chimenea y el quemador

Tabla 6-6, Datos de dimensiones para las tapas metálicas adyacente a l quemador y a la chimenea

Datos de la tapa metálica. Tapa adyacente al quemador y chimenea
--

Dimensiones	Área transversal de la ceja de la tapa (pie ²)	29.49353363
	Área transversal del cuello de la tapa (pie ²)	0.6841179341
	Área transversal de la base de tapa de quemador (pie ²)	55.10189692
	Área transversal de la base de tapa de la chimenea (pie ²)	54.22495931
	Espesor de la ceja de la tapa (pie)	0.3333333333
	Espeso o altura de cuello de la tapa (pie)	0.725
	Espesor de base de la tapa de quemador y chimenea (pie)	0.02604166667
Propiedades	Densidad (lb _m /pie ³)	486.9370545

$$V_{T.Q.CH} = \left((4) * \left((A_{cj}) * (t_{s,cj}) \right) \right) + \left((2) * \left((A_{cm}) * (t_L) \right) \right) + \left((A_{bm.Q}) * (t_s) \right) + \left((A_{bm.CH}) * (t_s) \right) \quad (2.120)$$

$$V_{T.Q.CH} = \left((4) * \left((29.49353363 \text{ pie}^2) * \left(\frac{1}{3} \text{ pie} \right) \right) \right) + \left((2) * \left((0.6841179341 \text{ pie}^2) * (0.725 \text{ pie}) \right) \right) + \left((55.10189692 \text{ pie}^2) * (0.02604166667 \text{ pie}) \right) + \left((54.22495931 \text{ pie}^2) * (0.02604166667 \text{ pie}) \right)$$

$$V_{T.Q.CH} = 43.16373606 \text{ pie}^3$$

$$m_{T.Q.CH} = \left[(V_{T.Q.CH}) * (\rho_{CH.M}) \right] \quad (2.121)$$

$$m_{T.Q.CH} = \left[(43.16373606 \text{ pie}^3) * \left(486.9370545 \frac{\text{lb}_m}{\text{pie}^3} \right) \right]$$

$$m_{T.Q.CH} = 21018.0225 \text{ lb}_m$$

$$m_{CH.M} = m_{T.C.M} + m_{T.Q.CH} \quad (2.122)$$

$$m_{CH.M} = 2988.679937 \text{ lb}_m + 21018.0225 \text{ lb}_m$$

$$m_{CH.M} = 24006.70244 \text{ lb}_m$$

Donde:

A_{cj} : Área transversal de la ceja. (pie²)

$t_{s.cj}$: Grosor de la placa de ceja. (pie)

A_{cm} : Área del cilindro de tapa. (pie²)

$A_{bm.CH}$: Área de la base adyacente a la chimenea. (pie²)

t_L : Altura del cuello de la tapa. (pie)

t_s : Espesor de pared de chapa metálica. (pie)

6.1.14.5 Masa metálica del conjunto interna de tubería y soporte

Para el cálculo de masa de los elementos interno del horno, se tiene el conjunto de tuberías y conexiones, además se tiene el par de anillo de soporte los cuales están equidistantes uno del otro en ambos extremos de la tubería. Estos anillos de soporte de tubería son extraídos de la página citada (), con lo cual solo queda totalizar la masa que cada uno de ellos ejerce.

Datos de complementos internos del horno			
Materiales	Cantidad	Peso en masa por longitud en pie	Peso
Tubería		28.6	
Codo	4 unidades		
Curva de retorno	8 unidades		
Anillo de soporte	2 unidades		
Anillo atiesador	-----	-----	-----
Aire de proceso		-----	
Nota: En el caso del anillo de soporte, solo se dimensiona y calcula su peso.			
Nota: Para el cálculo de peso de todo el tramo de tubería se toma como una sola.			
Nota: Sé deja como recomendación el uso de anillos atiesador.			
Nota: Para todos los componentes ver tablas de las páginas sustraídas en el apéndice.			

7 SELECCIÓN Y DISEÑO PARA EL SISTEMA DE CONTROL AUTOMATICO DEL HORNO

7.1.1 Sistema de control Automático

El sistema de control automático constituye la parte fundamental en la operación y funcionamiento del horno, por ser el encargado de controlar, dirigir, regular y ejecutar tanto los flujos de proceso, como la combustión y la temperatura del aire de servicio.

La función de un controlador lógico programable es recibir una señal de entrada procesarla a través de un software interno y transmitirla a los dispositivos externos por medios de conectores en su salida.

Las principales ventajas de la tecnología programada por PLC Son:

- ❖ Menos cableado
- ❖ Reducción de costo en mano de obra
- ❖ Existe un mejor monitoreo de los procesos
- ❖ Se ahorran costos adicionales como los de operación, mantenimiento e incluso de energía
- ❖ La detección de fallas se realiza rápidamente.

Básicamente el sistema de control se divide en dos circuitos que contemplan: Dispositivos de Mando y Elementos Operativos, a continuación se describen los componentes de cada uno de ellos y se presentan en la (Tabla anexo 5.1).

7.1.2 Dispositivos de mando del horno

El mando del horno será automatizado por medio de un PLC (control lógico programable) Logo 230RC en el cual se tendrán como entradas:

I1= Pulsador de marcha.

I2= Sensor de temperatura.

I3= Pulsador de paro.

I4= Relé térmico del ventilador.

I5= Relé térmico del quemador.

I6= Pulsador de paro de emergencia.

7.1.3 Elementos operativos

Los elementos operativos son aquellos que ayudan de una manera mecánica en el proceso de funcionamiento del horno, dentro de los elementos operativos a la salida del PLC tenemos:

Q1= Motor del ventilador.

Q2= Quemador.

Q3= Electroválvula.

En la (Tabla 8-1) y (Tabla 8-2) se muestra los elementos de entradas y salidas del controlador lógico programable (PLC) describiendo sus capacidades eléctricas y protecciones.¹⁷

¹⁷ Ver Manual Schneider Electric para los dispositivos de protección de entrada y salida del PLC LOGO.

Tabla 7-1, Tabla descriptiva de los elementos de salida del controlador lógico programable (PLC)

ITEM	SALIDAS	SISTEMA	POTENCIA	VOLTAJE DE TRABAJO	CORRIENTE NOMINAL	TIPO DE ARRANQUE	PROTECCIONES			REF.
1	MOTOR DEL VENTILADOR	3F	1.5KW	230V	5.96A	DIRECTO	PROTECCION TERMOMAGNETICA	GUARDAMOTOR	GV2ME10	Pag. 197
							SECCIONAMIENTO	SECCIONADOR	VCF02	pag 206
							MANIOBRA	CONTACTOR	LC1D09	Pag. 193
							PROTECCION TERMICA	RELE TERMICO	LRD12	Pag. 197
2	QUEMADOR	1F	0.37KW	230V	4.9A	DIRECTO	PROTECCION TERMOMAGNETICA	GUARDAMOTOR	GV2ME10	Pag. 197
							SECCIONAMIENTO	SECCIONADOR	VCF02	pag 206
							MANIOBRA	CONTACTOR	LC1D09	Pag. 193
							PROTECCION TERMICA	RELE TERMICO	LRD10	Pag. 197
3	ELECTROVALVULA	1F	18 VA	240V	*****	*****	*****	*****	*****	

Tabla 7-2, Tabla descriptiva de los elementos de entrada del controlador lógico programable (PLC)

ENTRADAS				REF.
ITEM		TIPO	CODIGO	
1	PULSADOR DE MACHA	PULSADOR DOBLE	XB4BL73415	Pag. 223
2	PULSADOR DE PARO			
3	PARO DE EMERGENCIA	PULSADOR DE SETA	XB4 BS8445	Pag. 223
4	SENSOR DE TEMPERATURA	*****	N321	
5	RELE TERM. VENTILADOR		LRD12	
6	RELE TERM. QUEMADOR		LRD10	

Las referencias señaladas en la (tabla 8-1) y en la (tabla 8-2) fueron tomadas del manual Schneider Electric

7.1.4 CONDICIONES DE ARRANQUE

Para poder iniciar la marcha del sistema se deben cumplir las siguientes condiciones:

1. La temperatura a la salida del horno debe estar por debajo de 110 °C.
2. Los relés térmicos del motor del ventilador y del quemador no deben estar activados.
3. El pulsador del paro de emergencia no debe estar activado.

Las tres condiciones de arranque antes mencionadas se efectúan en la programación realizada en el PLC LOGO ver (Tabla anexo 5.3).

7.1.5 Explicación general de los circuitos automáticos del horno

Funcionamiento

Al presionar el pulsador de marcha el logo enviará una señal a sus salidas, energizando las bobinas del contactor del ventilador, el quemador y el solenoide de la electroválvula, produciéndose así la activación del circuito de fuerza (motor del ventilador y quemador) ver (Tabla anexo 5.2) y por consiguiente se dará lugar a la combustión.

Cuando el sensor de temperatura detecte la temperatura setiada, en este caso 110 °C, abrirá sus contactos desenergizando las bobinas y el solenoide, para detener el proceso de combustión ya que el aire de proceso está a la temperatura deseada.

Cuando el sensor de temperatura detecte que la temperatura se encuentra por debajo del rango (25-110) °C, cerrará sus contactos y en consecuencia nuevamente se energizarán las bobinas de los contactores y el solenoide para producirse nuevamente la combustión para alcanzar la temperatura deseada.

Este proceso se seguirá repitiendo hasta que el operador del horno active el pulsador de paro, el pulsador de paro de emergencia o se accione uno o ambos relés térmicos de los motores.

8 COTIZACION DE LOS MATERIALES DEL HORNO

8.1.1 Listado de costo de materiales de los componentes del horno

Para la cotización de los materiales en el diseño del horno, se establecen aquellos que forman parte del diseño tanto en el dimensionamiento (lamina metálica, ladrillo refractario, etc.); como también aquellos que regulan el proceso (válvulas, accesorios, tubería, etc.). A demás se deja establecido que dichos costos mencionados no incluyen tanto el alquiler del tanque de combustible, así como también el precio de construcción, de modo que este no toma en cuenta los elementos adicionales para dicha construcción y solo se limita a aquellos en el diseño de forma general.

En el listado abajo se muestra el precio de cada material por unidad y como tal la cantidad de cada uno ellos en cuanto al número en que se repite y por unidad de área o volumen en el que se ocupa. Todos estos valores se apoyan de las tablas de cotizaciones adjuntas en los anexos de presupuestos.

Tabla 8-1 , Precios de los componentes del horno en su totalidad

Ítem	Descripcion	Precio unitario	Cantidad	Precio
1	Lámina metálica	5559.08	27	150095.16
2	Ladrillo refractario	90	3710	333900
3	Codo de 90° de 8 pulg de diámetro	1470	4	5880
4	Curva de retorno de 180 ° de 8 pulg de diámetro	1800	9	16200
5	Válvula de pase de aire	41856	1	41856
6	Tubería de acero de 8 pulg de diámetro	487.5	101.6225	49540.96875
7	Ventilador impulsor de aire	7649.74	1	7649.74
8	Quemador propano-butano (motor incluido)	17700	1	17700
9	Deshumidificador de aire	5844.66	1	5844.66
10	Reductores	226.5	2	453
11	Tubería de cobre 3/4 pulg de diámetro	62.47	16	999.52
12	Válvula de globo 3/4 pulg de diámetro	1180.38	1	1180.38
13	Válvula check 3/4 pulg de diámetro	931.51	1	931.51
14	Codo de cobre 90° de 3/4 pulg de diámetro	150	5	750
15	Válvula de servicio	8400	1	8400
16	Regulador de baja	2307.6	1	2307.6
17	Regulador de alta	1741.2	1	1741.2
18	Manómetro para el regulador de baja	1084.5	1	1084.5
19	Manómetro para el regulador de alta	860.7	1	860.7
20	Válvula de paso	400	1	400
21	LOGO! 230 RC, MOD. LOG.,Display	3150	1	3150
22	Válvula solenoide serie L2, 5/2	3533.1	1	3533.1
23	controlador de temperatura 30-270°F	4560	1	4560
24	Guardamotor GV2ME10	1920	2	3840
25	Seccionador VCF02 12Amp 4KW	444.45	2	888.9
26	Contactador TE 9A 230/240 VAC	753.75	2	1507.5
27	Rele TE 8A LC1D09	813.294	1	813.294
28	Rele TE 6A LC1D09	958.32	1	958.32
29	Pulsador Doble 230V	1259.34	1	1259.34
30	Pulsador rojo de giro	659.073	1	659.073
31	Motor del ventilador 2HP 127/220V	14400	1	14400
	Total en cordoba			683344.4658
	Total en dolares			22778.14886

De acuerdo a la tabla (10.1 a 10.7), los precios cotizados por material no se deben tomar como finales, debido que estos varían con el tiempo.

9 CONCLUSIONES

Con el presente trabajo se logró llegar a las siguientes conclusiones:

- ❖ Para el cálculo de combustión, se obtuvo una relación de aire combustible de $17.8425 \text{ lb}_{\text{m.aire}}/\text{lb}_{\text{m.comb}}$, así como también la presión del gas en el interior del horno la cual tiene un valor de $19.10473 \text{ lb}_f/\text{pulg}^2$.
- ❖ A través del cálculo de las entalpías entrantes y salientes del horno, se obtuvo que el calor liberado por el combustible es de $1322842.521 \text{ Btu/h}$, además se tiene que el consumo de aire es $1188.29 \text{ lb}_{\text{m.aire}}/\text{h}$ y de combustible es de $66.58 \text{ lb}_{\text{m.comb}}/\text{h}$.
- ❖ Para la cantidad de tubería en el interior del horno, se totalizo 10 tubos y cada uno de ellos con una longitud correspondiente de 9 pies.
- ❖ Se calculó que la temperatura de la llama necesaria para efectuar la transferencia de calor es de 978.2°F .
- ❖ A partir del calor liberado de $1,387.7423 \text{ KW}$ se determinó un único quemador según el catalogo Baltur TBG 35 para un rango de potencia de $(80-410) \text{ KW}$ y una presión de 2mbar .
- ❖ De acuerdo a los requerimientos del diseño, se obtuvo un diámetro de 8 pulg para la tubería que transporta el aire de secado, además el aire de secado tiene que circular a una velocidad 25.38 m/s .
- ❖ En el diseño de la tubería de aire antes de ingresar al horno se calculó un diámetro de 8 plg, se usará tubería de acero debido que se encuentra expuesta al ambiente para una longitud de 3mts y una válvula para regular el flujo de entrada de aire el cual es de $456.8052 \text{ m}^3/\text{h}$.
- ❖ En la tubería de combustible de gas se calculó un diámetro de $\frac{3}{4}$ plg para una longitud total de 5mts, además se determinó el volumen del depósito equivalente a 80 galones para un consumo diario de $1.573 \text{ m}^3/\text{día}$ y en último lugar se seleccionaron los accesorios de la tubería que hacen posible la alimentación del Gas LP.
- ❖ De acuerdo al calor perdido a través de las paredes se obtuvo un grosor de pared de 8.7 pulg de ladrillo refractario.
- ❖ En el cálculo de grosor de chapa metálica del horno se obtuvo $5/16$ de grosor del material para dicha carcasa.
- ❖ En la dimensión del horno, se tiene que el horno tiene una dimensión de 132 pulg de largo y 100.03 de diámetro.

- ❖ En el caso del sistema de control automático todos los dispositivos tanto de mando como fuerza se conectan por medio de un controlador lógico programable (LOGO 230RC), el cual controla todas las operaciones necesarias del horno partiendo de las condiciones de arranque.
- ❖ Se tiene los planos del horno y sus elementos, los cuales contemplan 15 láminas en la cuales se detalla las dimensiones de cada elemento principal y accesorios adicionales.
- ❖ Se realizó una cotización de cada uno de los elementos de que componen el horno en su totalidad obteniendo un valor de 683,344.4658 córdobas equivalente a 22,778.14886.

10 RECOMENDACIONES

Para la unión de los elementos del horno, se recomienda tomar en cuenta los datos correspondientes de estos, en los cuales se encuentran las tuberías de transferencia de calor que se encuentra a temperaturas calientes, así como también los cascos cilíndricos y de refractario y metálico y sus tapas y elementos adyacentes.

Para diseñar de manera completa las silletas de soporte del horno, se tiene que tomar en cuenta el peso total del equipo el cual ha sido calculado y como tal tomar en consideración los efectos de esfuerzo de este sobre las silletas.

En el uso de los anillos de soporte de tubería, tomar en consideración los efectos de esfuerzo de este sobre las dos capas de cilindro metálica y refractaria y a su vez recomendar el uso anillos atiesadores para efectos de compresión entre el ladrillo refractario y el casco cilíndrico.

Tomar en cuenta las cualidades de los gases de Combustión a la salida, debido que este podría ser de gran utilidad para posible recirculación y o precalentamiento del aire en la combustión.

Para la construcción del horno, tomar en cuenta que existen componente que no son estándares y los cuales tienen que ser contruidos según sus dimensiones y como tal hay que valorar su precio de construcción para obtener un valor exacto del diseño.

Debido que el sistema de tubería del horno solo se encuentra dimensionada desde la entrada hasta la salida y no toma en cuenta el sistema de tubería del túnel del secado, se recomienda determinar los tipos de acoplamientos y tuberías para transportar el aire hacia el equipo a acoplar.

En el caso de los sistemas de tuberías se recomiendan usar soportes para evitar las vibraciones durante las horas de trabajo.

Como medida de seguridad, todo operario debe informarse acerca del uso y manejo del Gas licuado de petróleo para preservar la vida propia y la del equipo.

Para estimar el precio del tanque de gas la empresa Tropigas de Nicaragua deberá diagnosticar el equipo y las condiciones del lugar según la demanda requerida.

En el sistema de control automático no ingresar al programa del PLC ya que puede ser desconfigurado por el mal uso.

Realizar el mantenimiento de los motores según el tiempo recomendado por el fabricante para alargar la vida útil.

Revisar periódicamente las conexiones tanto en el circuito de mando y de fuerza en busca de flojedad que pueda provocar perturbaciones en el circuito.

11 BIBLIOGRAFÍA

- API. (2016). Fired Heaters for General Refinery Service, API STANDARD 560 (5 ed.). 1220 L Street, NW, Washington, DC20005.: AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE.
- CEDIC, C. E. d. i. d. c. (2009). Manual de tubo y accesorios de cobre. 69.
- Çengel, Y. A. (2012). Termodinámica: McGraw-Hill Interamericana de España S.L.
- Couper, J. R., Penney, W. R., Fair, J. R., & Walas, S. M. (1988). Chemical Process Equipment Selection and Design (Third ed.): Butterworth-Heinemann.
- Frankel, M. (2009). Facility Piping Systems Handbook: For Industrial, Commercial, and Healthcare Facilities: McGraw-Hill Education.
- Ghajar, A., & Cengel, Y. (2014). Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications: McGraw-Hill Education.
- Hidrocarburos, C. t. d. (abril 2012). Norma Tecnica Obligatoria Nicaraguense NTON 14 032 -12.
- INE, I. N. d. E. (2016). Monitoreo de Precios del 19 de diciembre de 2016 realizado en la ciudad de Managua. Retrieved from http://www.ine.gob.ni/publicacionGLP/INE_GLP_2017_04_16.pdf
- INE, I. N. d. E. (Abril 2017). COMUNICADO.
- KERN, D. Q. (1999). PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR (S. A. D. C. V. COMPAÑIA EDITORIAL CONTINENTAL Ed. 1 ra ed.): MCGRAW HILL BOOK COMPANY, INC.
- Kohan, A. (1997). Boiler Operator's Guide: McGraw-Hill Education.
- Kohan, A. L., Gómez, C. M., & Azpitarte, R. U. (2000). Manual de calderas: principios operativos de mantenimiento, construcción, instalación, reparación, seguridad, requerimientos y normativas: McGraw-Hill.
- Marquez, M. (2005). Combustion y quemadores: MARCOMBO,S.A., 2005.
- McCabe, W., Smith, J., & Harriott, P. (2005). Unit Operations of Chemical Engineering: McGraw-Hill Education.
- Megyesy, E. F. (1989). Manual de recipientes a presión: diseño y cálculo: Limusa.
- Mott, R. L. (2008). Applied Strength of Materials: Pearson/Prentice Hall.
- Nayyar, M. (1999). Piping Handbook: McGraw-Hill Education.
- Pemex. (2007). Gas Licuado de Petroleo NOM-018-STPS-2000 (pp. 16).
- REGO. (2011). Catálogo L-102-SV Equipo de Gas LP y Amoníaco Anhidro (pp. 92). EE.UU.
- Sedigas. (1970). Especificaciones tecnicas de Sedigas para las actividades de Jefe de obra de canalización de distribución de gas. In A. E. d. gas (Ed.), (pp. 4-10).
- Software, F.-C. (1992-2008). EES: Engineering Equation Solver (Version Academic Professional V8.263 [11/14/08]): F-Chart Software.
- Sopeña, J. E. L. (1996). Manual de Instalaciones de GLP. In Cepsa (Ed.). Madrid.
- White, F. M. (2008). Mecánica de Fluidos: McGraw-Hill Interamericana de España S.L.

INDICE DE FIGURAS

<i>Figura 4-1, Tipo de hornos según su estructura</i>	<i>7</i>
<i>Figura 4-2, Representación de la tubería de intercambio de calor del aire de secado.....</i>	<i>8</i>
<i>Figura 4-3, Esquema del principio de funcionamiento del horno generador de aire caliente</i>	<i>10</i>
<i>Figura 4-4, Representación de la entrada de combustible y aire para el proceso de combustión</i>	<i>12</i>
<i>Figura 4-5, Representación de las entalpías entrantes y salientes en el horno.....</i>	<i>17</i>
<i>Figura 4-6 Representación en 3D del haz de serpentín de intercambio de calor.....</i>	<i>19</i>
<i>Figura 4-7 Segmento de longitud de tubería</i>	<i>24</i>
<i>Figura 4-8, Componentes interno en el cálculo de áreas expuestas a la llama</i>	<i>27</i>
<i>Figura 4-9, Dimensiones para el cálculo del área de plano frío.....</i>	<i>28</i>
<i>Figura 4-10, Dimensiones internas de la agrupación de tubos y cilindro refractario</i>	<i>30</i>
<i>Figura 4-11, Representacion de superficie interna de ladrillo refractaria de forma abierta</i>	<i>31</i>
<i>Figura 5-1, Longitud de tubería de intercambio de cada tubo</i>	<i>45</i>
<i>Figura 5-2, Tubería del aire a temperatura ambiente</i>	<i>49</i>
<i>Figura 5-3, Esquema de Gas LP</i>	<i>61</i>
<i>Figura 6-1, Esquema para el cálculo del grosor de pared de ladrillo refractario.....</i>	<i>69</i>
<i>Figura 6-2, Es quema del cilindro refractario del horno</i>	<i>71</i>
<i>Figura 6-3, Dimensiones de la tapa de ladrillo refractario adyacente al quemador</i>	<i>72</i>
<i>Figura 6-4, Esquema de la tapa de ladrillo refractario adyacente a la chimenea</i>	<i>74</i>
<i>Figura 6-5, Esquema para los cálculos de temperatura entre la el cilindro refractario y el cilindro metálico</i>	<i>75</i>
<i>Figura 6-6, Esquema para el cálculo del grosor de pared de chapa metálica</i>	<i>78</i>
<i>Figura 6-7, Esquema para la dimensión del cilindro metálico</i>	<i>80</i>
<i>Figura 6-8, Esquema para el cálculo de las dimensiones de la tapa del quemador y la chimenea</i>	<i>81</i>
<i>Figura 6-9, Esfuerzo longitudinal.....</i>	<i>84</i>
<i>Figura 6-10, Esfuerzo circunferencial</i>	<i>84</i>
<i>Figura 6-11, Dimensiones para el cálculo del diámetro medio del casco cilíndrico metálico del horno.....</i>	<i>85</i>
<i>Figura 6-12, Silleta de soporte para el horno horizontal</i>	<i>93</i>
<i>Figura 6-13, Esquema para el cálculo de masa del cilindro de ladrillo refractario.....</i>	<i>94</i>
<i>Figura 6-14, Esquema para el cálculo de masa de la tapa de ladrilla refractario adyacente al quemador.....</i>	<i>96</i>
<i>Figura 6-15, Esquema para el cálculo de masa de la tapa de ladrillo refractario adyacente a la chimenea</i>	<i>97</i>
<i>Figura 6-16, Esquema para el cálculo de masa de la carcasa metálico del horno</i>	<i>99</i>
<i>Figura 6-17, Esquema para el cálculo de la masa metálica de la tapa de chimenea y el quemador</i>	<i>100</i>

INDICE DE TABLAS

<i>Tabla 4-1, Tabla comparativa de los precios del GLP respecto al diésel.....</i>	<i>5</i>
<i>Tabla 4-2, Resultados de cálculos del flujo de aire de secado por unidad de tiempo.....</i>	<i>21</i>
<i>Tabla 4-3 Variación del calor liberado según la eficiencia</i>	<i>23</i>
<i>Tabla 4-4, Variación de la presión parcial del dióxido de carbono y vapor de agua con respecto al exceso de aire.....</i>	<i>33</i>
<i>Tabla 4-5 Longitud media para hornos cilíndricos.....</i>	<i>34</i>
<i>Tabla 4-6, Calor requerido para el aire de secado en función de la temperatura del gas.....</i>	<i>37</i>
<i>Tabla 5-1, Propiedades del aire de secado en el interior del horno.....</i>	<i>43</i>
<i>Tabla 5-2 Datos utilizados para el cálculo del número de Reynolds del fluido de proceso.....</i>	<i>44</i>
<i>Tabla 5-3, Propiedades del aire de secado a temperatura ambiente antes de entrar al horno.....</i>	<i>46</i>
<i>Tabla 5-4, Datos psicométricos del aire.....</i>	<i>47</i>
<i>Tabla 5-5, Datos obtenidos para tubería de aire de secado exterior al horno</i>	<i>48</i>
<i>Tabla 5-6, Datos para el cálculo del ventilador</i>	<i>50</i>
<i>Tabla 5-7, propiedades del Gas Licuado de Petróleo.....</i>	<i>54</i>
<i>Tabla 5-8, Presión de gas en el compuesto propano-Butano</i>	<i>57</i>
<i>Tabla 5-9, Parámetros en la Selección del tanque estacionario de GLP</i>	<i>62</i>
<i>Tabla 6-1, Datos para los cálculos de pared de ladrillo refractaria</i>	<i>68</i>
<i>Tabla 6-2, Datos de dimensiones para la capa de cilindro refractario</i>	<i>94</i>
<i>Tabla 6-3, Datos de dimensiones para la tapa de ladrillo refractario adyacente al quemador</i>	<i>96</i>
<i>Tabla 6-4, Datos de dimensiones de la tapa de ladrillo refractario adyacente a la chimenea.....</i>	<i>97</i>
<i>Tabla 6-5, Datos de dimensiones de la carcasa metálica cilíndrica.....</i>	<i>99</i>
<i>Tabla 6-6, Datos de dimensiones para las tapas metálicas adyacente a l quemador y a la chimenea</i>	<i>100</i>
<i>Tabla 7-1, Tabla descriptiva de los elementos de salida del controlador lógico programable (PLC).....</i>	<i>105</i>
<i>Tabla 7-2, Tabla descriptiva de los elementos de entrada del controlador lógico programable (PLC)</i>	<i>105</i>
<i>Tabla 8-1 , Precios de los componentes del horno en su totalidad.....</i>	<i>108</i>

ANEXOS

Anexo 1. Referencia para el cálculo del balance térmico

1.1 Parámetros de operación del horno



TAMET Landeo Innovación

CARRETERA PANAMERICANA NORTE KM. 104.5

TELEFAX 2775-3518 CEL. 8699-2354

E-MAIL: nivipo.import@yahoo.com

SÉBACO-NICARAGUA

SOLICITUD DE SERVICIO TECNICO.

Se les solicita servicio técnico consistente en el *Diseño de un horno generador de aire caliente*, bajo los parámetros técnicos descritos en el documento adjunto¹. Estos están sujetos a las condiciones ambientales y geográficas del sitio, donde se requerirán estos equipos, ya antes estudiadas por parte del organismo que los solicita.

Su servicio culminara con la entrega de cálculos y desarrollo de planos necesarios para la construcción del equipo y. Así mismo informaran de forma periódica a la empresa para su evaluación y coordinación para el desarrollo del mismo.

Documentos a entregar regidas por las normas y estándares del Sistema Internacional ISO.

Los participantes son:

Br. Ariel de Jesús Urbina Corea.

Br. Eduardo Melitón López Estrada.

Br. Mayron José Arceda Rodríguez.

Lic. Fátima Gutiérrez

Gerente y Propietario Landeo Innovación



¹ Con membrete y sello.



TAMET Landeo Innovación

CARRETERA PANAMERICANA NORTE KM. 104.5

TELEFAX 2775-3518 CEL. 8699-2354

E-MAIL: nivipo.import@yahoo.com

SÉBACO-NICARAGUA

PARAMETROS DE HORNO GENERADOR DE AIRE CALIENTE.

1. Parámetros de operación.

- Capaz de generar 3m³/min de aire caliente.
- Contenido de Energía Calorífica: 100,000-250,000Kcal/h.
- Temperatura entre 10-110°C, sensores y pantalla para visualizar la temperatura de operación.

2. Elementos del sistema.

- Calentador electrónico y panel de control integrados con posibilidad de trabajar con Diesel o gas butano/propano.
- Control lógico y accesorios importados con posibilidad de mantenimiento.
- Estructura metálica de intercambiador de calor de acero con posibilidad resistir las temperaturas antes mencionadas.



FABRICACION E IMPORTACION DE IMPLEMENTOS AGRICOLAS,
AGROINDUSTRIALES, LACTEOS Y PROCESO DE GRANOS, HORTALIZAS,
PARA MINERIA Y CONSTRUCCION DIVERSAS

1.2 Propiedades del combustible en la liberación de calor en el horno



Información Técnica

COMPARACION DE COSTOS DE LOS SIGUIENTES COMBUSTIBLES Y ENERGIA ELECTRICA MARZO 2010

COMBUSTIBLE	PODER CALORIFICA	VALOR UNITARIO M.N. (DLS)	VALOR 100,000 BTU M.N. (DLS)
GAS NATURAL INDUSTRIAL **	35,310 BTU/m ³	2.14 (0.158)	6.061 (0.447)
GAS NATURAL COMERCIAL/DOMESTICA **	35,310 BTU/m ³	2.83 (0.209)	8.015 (0.591)
GAS L.P. 70% BUTANO 30% PROPANO	26,282 BTU/Lt.	5.06 (0.373)	19.25 (1.418)
COMBUSTÓLEO	38,750 BTU/Lt.	6.02 (0.444)	15.54 (1.145)
DIESEL *	36,739 BTU/Lt.	7.93 (0.584)	21.59 (1.590)
GASOLINA (MAGNA)	32,919 BTU/Lt.	7.72 (0.569)	23.45 (1.727)
PETRÓLEO DIÁFANO	33,135 BTU/Lt.	6.98 (0.514)	21.07 (1.552)
CARBÓN VEGETAL	31,744 BTU/Kg.	8.29 (0.611)	26.12 (1.924)
ENERGÍA ELÉCTRICA INDUSTRIAL	3,415 BTU/KW-Hr.	1.67 (0.123)	48.90 (3.601)
ENERGÍA ELÉCTRICA COMERCIAL/DOMESTICA	3,415 BTU/KW-Hr.	3.99 (0.294)	116.84 (8.604)

NOTAS:

- ☒ Energía Eléctrica Tarifa Industrial OM
- ☒ Estos precios no incluyen flete *.
- ☒ Precios Zona Bajío Salamanca Gto. al consumidor final.
- ☒ Todos los precios presentados son aproximados.



1.3 Típicos flujos radiantes y temperatura de proceso.

TABLE 8.15. Typical Radiant Fluxes and Process Temperatures

Service	Average Radiant Rate (Btu/hr/ft²) (Based on OD)	Temperature (°F)
Atmospheric crude heaters	10,000–14,000	400–700
Reboilers	10,000–12,000	200–550
Circulating oil heaters	8000–11,000	600
Catalytic reformer charge and reheat	7500–12,000	800–1000
Delayed coking heater	10,000–11,000	925
Visbreaker heaters—heating section	9000–10,000	700–950
Soaking section	6000–7000	950
Lube vacuum heaters	7500–8500	850
Hydrotreater and hydrocracker charge heaters	10,000	700–850
Catalytic-cracker feed heaters	10,000–11,000	900–1050
Steam superheaters	9000–13,000	700–1500
Natural gasoline plant heaters	10,000–12,000	—
Ethylene and propylene synthesis	10,000–15,000	1300–1650

Anexo 2. Referencia para el cálculo del sistema de tubería de aire y combustible.

2.1 Diagrama de Moody para el cálculo del factor de fricción

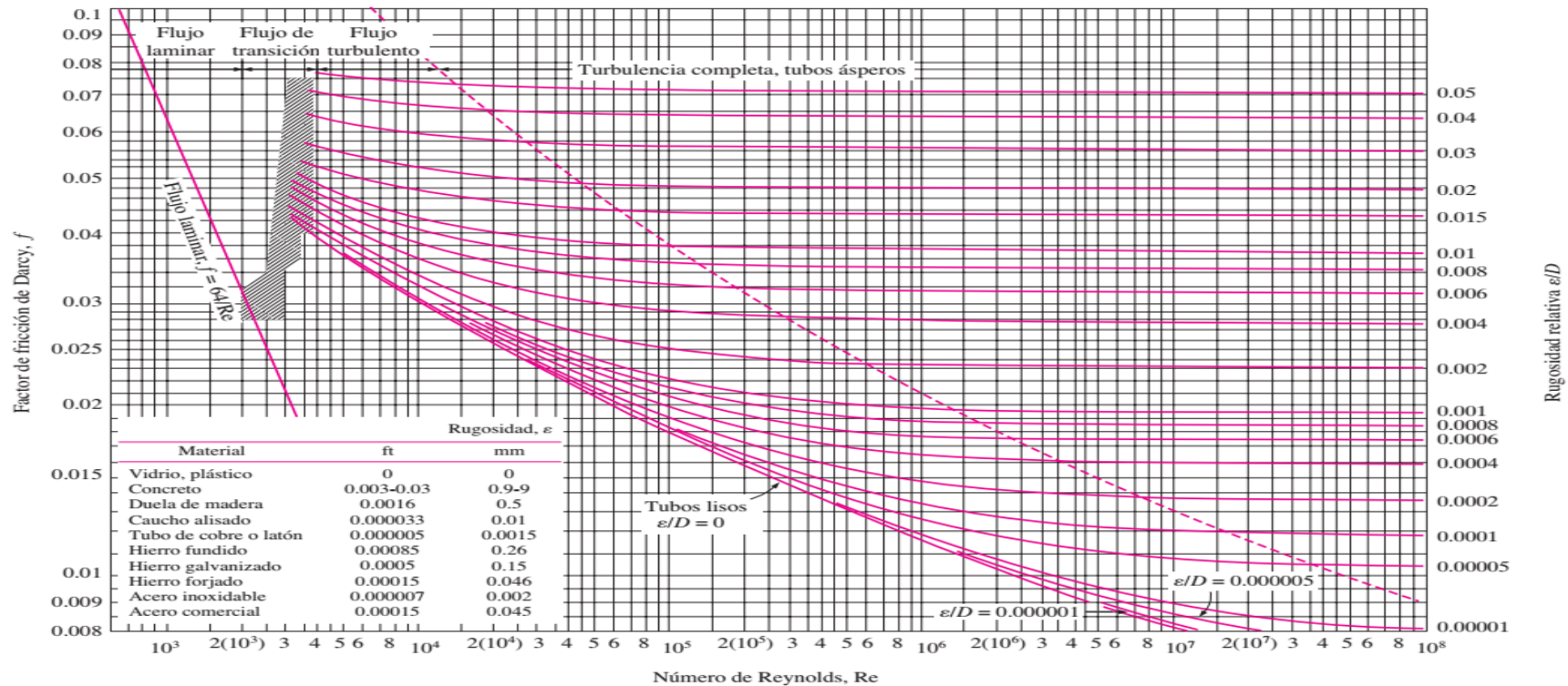


FIGURA A-20

Diagrama de Moody del factor de fricción para flujo completamente desarrollado en tubos circulares para el uso en la relación $\Delta P_L = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2}$. Los factores de fricción en flujo turbulento se evalúan con la ecuación de Colebrook $\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right)$.

2.2 Propiedades del aire a presión de 1 atm (Sistema Internacional)

TABLA A-15

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., T , °C	Densidad, ρ , kg/m ³	Calor específico, c_p , J/kg · K	Conductividad térmica, k , W/m · K	Difusividad térmica, α , m ² /s ²	Viscosidad dinámica, μ , kg/m · s	Viscosidad cinemática, ν , m ² /s	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Nota: Para los gases ideales, las propiedades c_p , k , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de ρ , a la temperatura dada, por P y al dividir ν y α entre P .

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 1984, y Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermans, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-306067020-8.

2.3 Propiedades del aire a presión de 1 atmosfera (Sistema Ingles)

TABLA A-151

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., T , °F	Densidad, ρ , lbm/ft ³	Calor específico, c_p , Btu/lbm · R	Conductividad térmica, k , Btu/h · ft · R	Difusividad térmica, α , ft ² /s	Viscosidad dinámica, μ , lbm/ft · s	Viscosidad cinemática, ν , ft ² /s	Número de Prandtl, Pr
-300	0.24844	0.5072	0.00508	1.119×10^{-5}	4.039×10^{-6}	1.625×10^{-5}	1.4501
-200	0.15276	0.2247	0.00778	6.294×10^{-5}	6.772×10^{-6}	4.433×10^{-5}	0.7042
-100	0.11029	0.2360	0.01037	1.106×10^{-4}	9.042×10^{-6}	8.197×10^{-5}	0.7404
-50	0.09683	0.2389	0.01164	1.397×10^{-4}	1.006×10^{-5}	1.039×10^{-4}	0.7439
0	0.08630	0.2401	0.01288	1.726×10^{-4}	1.102×10^{-5}	1.278×10^{-4}	0.7403
10	0.08446	0.2402	0.01312	1.797×10^{-4}	1.121×10^{-5}	1.328×10^{-4}	0.7391
20	0.08270	0.2403	0.01336	1.868×10^{-4}	1.140×10^{-5}	1.379×10^{-4}	0.7378
30	0.08101	0.2403	0.01361	1.942×10^{-4}	1.158×10^{-5}	1.430×10^{-4}	0.7365
40	0.07939	0.2404	0.01385	2.016×10^{-4}	1.176×10^{-5}	1.482×10^{-4}	0.7350
50	0.07783	0.2404	0.01409	2.092×10^{-4}	1.194×10^{-5}	1.535×10^{-4}	0.7336
60	0.07633	0.2404	0.01433	2.169×10^{-4}	1.212×10^{-5}	1.588×10^{-4}	0.7321
70	0.07489	0.2404	0.01457	2.248×10^{-4}	1.230×10^{-5}	1.643×10^{-4}	0.7306
80	0.07350	0.2404	0.01481	2.328×10^{-4}	1.247×10^{-5}	1.697×10^{-4}	0.7290
90	0.07217	0.2404	0.01505	2.409×10^{-4}	1.265×10^{-5}	1.753×10^{-4}	0.7275
100	0.07088	0.2405	0.01529	2.491×10^{-4}	1.281×10^{-5}	1.809×10^{-4}	0.7260
110	0.06963	0.2405	0.01552	2.575×10^{-4}	1.299×10^{-5}	1.866×10^{-4}	0.7245
120	0.06843	0.2405	0.01576	2.660×10^{-4}	1.316×10^{-5}	1.923×10^{-4}	0.7230
130	0.06727	0.2405	0.01599	2.746×10^{-4}	1.332×10^{-5}	1.981×10^{-4}	0.7216
140	0.06615	0.2406	0.01623	2.833×10^{-4}	1.349×10^{-5}	2.040×10^{-4}	0.7202
150	0.06507	0.2406	0.01646	2.921×10^{-4}	1.365×10^{-5}	2.099×10^{-4}	0.7188
160	0.06402	0.2406	0.01669	3.010×10^{-4}	1.382×10^{-5}	2.159×10^{-4}	0.7174
170	0.06300	0.2407	0.01692	3.100×10^{-4}	1.398×10^{-5}	2.220×10^{-4}	0.7161
180	0.06201	0.2408	0.01715	3.191×10^{-4}	1.414×10^{-5}	2.281×10^{-4}	0.7148
190	0.06106	0.2408	0.01738	3.284×10^{-4}	1.430×10^{-5}	2.343×10^{-4}	0.7136
200	0.06013	0.2409	0.01761	3.377×10^{-4}	1.446×10^{-5}	2.406×10^{-4}	0.7124
250	0.05590	0.2415	0.01874	3.857×10^{-4}	1.524×10^{-5}	2.727×10^{-4}	0.7071
300	0.05222	0.2423	0.01985	4.358×10^{-4}	1.599×10^{-5}	3.063×10^{-4}	0.7028
350	0.04899	0.2433	0.02094	4.879×10^{-4}	1.672×10^{-5}	3.413×10^{-4}	0.6995
400	0.04614	0.2445	0.02200	5.419×10^{-4}	1.743×10^{-5}	3.777×10^{-4}	0.6971
450	0.04361	0.2458	0.02305	5.974×10^{-4}	1.812×10^{-5}	4.154×10^{-4}	0.6953
500	0.04134	0.2472	0.02408	6.546×10^{-4}	1.878×10^{-5}	4.544×10^{-4}	0.6942
600	0.03743	0.2503	0.02608	7.732×10^{-4}	2.007×10^{-5}	5.361×10^{-4}	0.6934
700	0.03421	0.2535	0.02800	8.970×10^{-4}	2.129×10^{-5}	6.225×10^{-4}	0.6940
800	0.03149	0.2568	0.02986	1.025×10^{-3}	2.247×10^{-5}	7.134×10^{-4}	0.6956
900	0.02917	0.2599	0.03164	1.158×10^{-3}	2.359×10^{-5}	8.087×10^{-4}	0.6978
1 000	0.02718	0.2630	0.03336	1.296×10^{-3}	2.467×10^{-5}	9.080×10^{-4}	0.7004
1 500	0.02024	0.2761	0.04106	2.041×10^{-3}	2.957×10^{-5}	1.460×10^{-3}	0.7158
2 000	0.01613	0.2855	0.04752	2.867×10^{-3}	3.379×10^{-5}	2.095×10^{-3}	0.7308
2 500	0.01340	0.2922	0.05309	3.765×10^{-3}	3.750×10^{-5}	2.798×10^{-3}	0.7432
3 000	0.01147	0.2972	0.05811	4.737×10^{-3}	4.082×10^{-5}	3.560×10^{-3}	0.7516
3 500	0.01002	0.3010	0.06293	5.797×10^{-3}	4.381×10^{-5}	4.373×10^{-3}	0.7543
4 000	0.00889	0.3040	0.06789	6.975×10^{-3}	4.651×10^{-5}	5.229×10^{-3}	0.7497

Nota: Para los gases ideales, las propiedades c_p , k , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de ρ , a la temperatura dada por P y al dividir ν y α entre P .

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 1984, y *Thermophysical Properties of Matter*, Vol. 3: *Thermal Conductivity*, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: *Viscosity*, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermans, IFI/Plenum, NY, 1970, ISBN 0-306067020-8.

2.4 Rugosidades para distintos tipos de tuberías

Tabla 6.1. Valores recomendados de rugosidad para conductos comerciales.

		ϵ		
Material	Condición	pie	mm	Incertidumbre, %
Acero	Lámina metálica, nueva	0,00016	0,05	± 60
	Inoxidable	0,000007	0,02	± 50
	Comercial, nuevo	0,00015	0,046	± 30
	Estriado	0,01	3,0	± 70
	Oxidado	0,007	2,0	± 50
Hierro	Fundido, nuevo	0,00085	0,26	± 50
	Forjado, nuevo	0,00015	0,046	± 20
	Galvanizado, nuevo	0,0005	0,15	± 40
	Fundido asfáltico	0,0004	0,12	± 50
Latón	Laminado	0,000007	0,002	± 50
Plástico	Tubo laminado	0,000005	0,0015	± 60
Vidrio	—	Liso	Liso	
Hormigón	Liso	0,00013	0,04	± 60
	Rugoso	0,007	2,0	± 50
Caucho	Liso	0,000033	0,01	± 60
Madera	En duelas	0,0016	0,5	± 40

2.5 Datos para factores de fricción (f_T) según el diámetro

A-24. TABLA DEL FACTOR "K" (página 1 de 4) Coeficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

["K" está basado en el uso de las tuberías cuyos números de cédula se dan en la página 2-10]

FACTORES DE FRICCIÓN PARA TUBERÍAS COMERCIALES, NUEVAS, DE ACERO, CON FLUJO EN LA ZONA DE TOTAL TURBULENCIA

Diámetro Nominal	mm pulg	15	20	25	32	40	50	65, 80	100	125	150	200, 250	300, 400	450-600
		½	¾	1	1¼	1½	2	2½, 3	4	5	6	8, 10	12-16	18-24
Factor de fricción (f_T)		.027	.025	.023	.022	.021	.019	.018	.017	.016	.015	.014	.013	.012

FÓRMULAS PARA EL CÁLCULO DEL FACTOR "K" PARA VÁLVULAS Y ACCESORIOS CON SECCIONES DE PASO REDUCIDO

Fórmula 1

$$K_2 = \frac{0.8 \left(\sin \frac{\theta}{2} \right) (1 - \beta^2)}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 2

$$K_2 = \frac{0.5 (1 - \beta^2) \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}}}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 3

$$K_2 = \frac{2.6 \left(\sin \frac{\theta}{2} \right) (1 - \beta^2)^2}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 4

$$K_2 = \frac{(1 - \beta^2)^2}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 5

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \text{Fórmula 1} + \text{Fórmula 3}$$

$$K_2 = \frac{K_1 + \sin \frac{\theta}{2} [0.8 (1 - \beta^2) + 2.6 (1 - \beta^2)^2]}{\beta^4}$$

Fórmula 6

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \text{Fórmula 2} + \text{Fórmula 4}$$

$$K_2 = \frac{K_1 + 0.5 \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}} (1 - \beta^2) + (1 - \beta^2)^2}{\beta^4}$$

Fórmula 7

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \beta (\text{Fórmula 2} + \text{Fórmula 4}), \text{ cuando } \theta = 180^\circ$$

$$K_2 = \frac{K_1 + \beta [0.5 (1 - \beta^2) + (1 - \beta^2)^2]}{\beta^4}$$

$$\beta = \frac{d_1}{d_2}$$

$$\beta^2 = \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 = \frac{a_1}{a_2}$$

El subíndice 1 define dimensiones y coeficientes para el diámetro menor.
El subíndice 2 se refiere al diámetro mayor.

*Úsele el valor de K proporcionado por el proveedor, cuando se disponga de dicho valor

ESTRECHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL



Si: $\theta < 45^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 1}$

$45^\circ < \theta < 180^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 2}$

ENSANCHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL



Si: $\theta < 45^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 3}$

$45^\circ < \theta < 180^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 4}$

2.6 Datos de coeficiente de resistencia para ciertas accesorios

A-24. TABLA DEL FACTOR “K” (página 4 de 4)
 Coeficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

VÁLVULAS DE MACHO Y LLAVES

Paso directo

tres entradas

Vista X-X

Si: $\beta = 1$,
 $K_1 = 18 f_T$

Si: $\beta = 1$,
 $K_1 = 30 f_T$

Si: $\beta = 1$,
 $K_1 = 90 f_T$

Si: $\beta < 1$ $K_2 = \text{Fórmula 6}$

CURVAS EN ESCUADRA O FALSA ESCUADRA

α	K
0°	$2 f_T$
15°	$4 f_T$
30°	$8 f_T$
45°	$15 f_T$
60°	$25 f_T$
75°	$40 f_T$
90°	$60 f_T$

CURVAS Y CODOS DE 90° CON BRIDAS O CON EXTREMOS PARA SOLDAR A TOPE

r/d	K	r/d	K
1	$20 f_T$	8	$24 f_T$
1.5	$14 f_T$	10	$30 f_T$
2	$12 f_T$	12	$34 f_T$
3	$12 f_T$	14	$38 f_T$
4	$14 f_T$	16	$42 f_T$
6	$17 f_T$	20	$50 f_T$

El coeficiente de resistencia K_B , para curvas que no sean de 90° puede determinarse con la fórmula:

$$K_B = (n - 1) \left(0.25 \pi f_T \frac{r}{d} + 0.5 K \right) + K$$

n = número de curvas de 90°

K = coeficiente de resistencia para una curva de 90° (según tabla)

CODOS ESTÁNDAR

90°

$K = 30 f_T$

45°

$K = 16 f_T$

CONEXIONES ESTÁNDAR EN “T”

Flujo directo $K = 20 f_T$

Flujo desviado a 90° .. $K = 60 f_T$

ENTRADAS DE TUBERÍA

Con resalte hacia el interior

$K = 0.78$

A tope

r/d	K
0.00*	0.5
0.02	0.28
0.04	0.24
0.06	0.15
0.10	0.09
0.15 y más	0.04

*de cantos vivos

Véanse los valores de K en la tabla

SALIDAS DE TUBERÍA

Con resalte De cantos vivos Redondeada

$K = 1.0$

$K = 1.0$

$K = 1.0$

CURVAS DE 180° DE RADIO CORTO

$K = 50 f_T$

2.7 Carta psicrométrica a una atmosfera de presión total

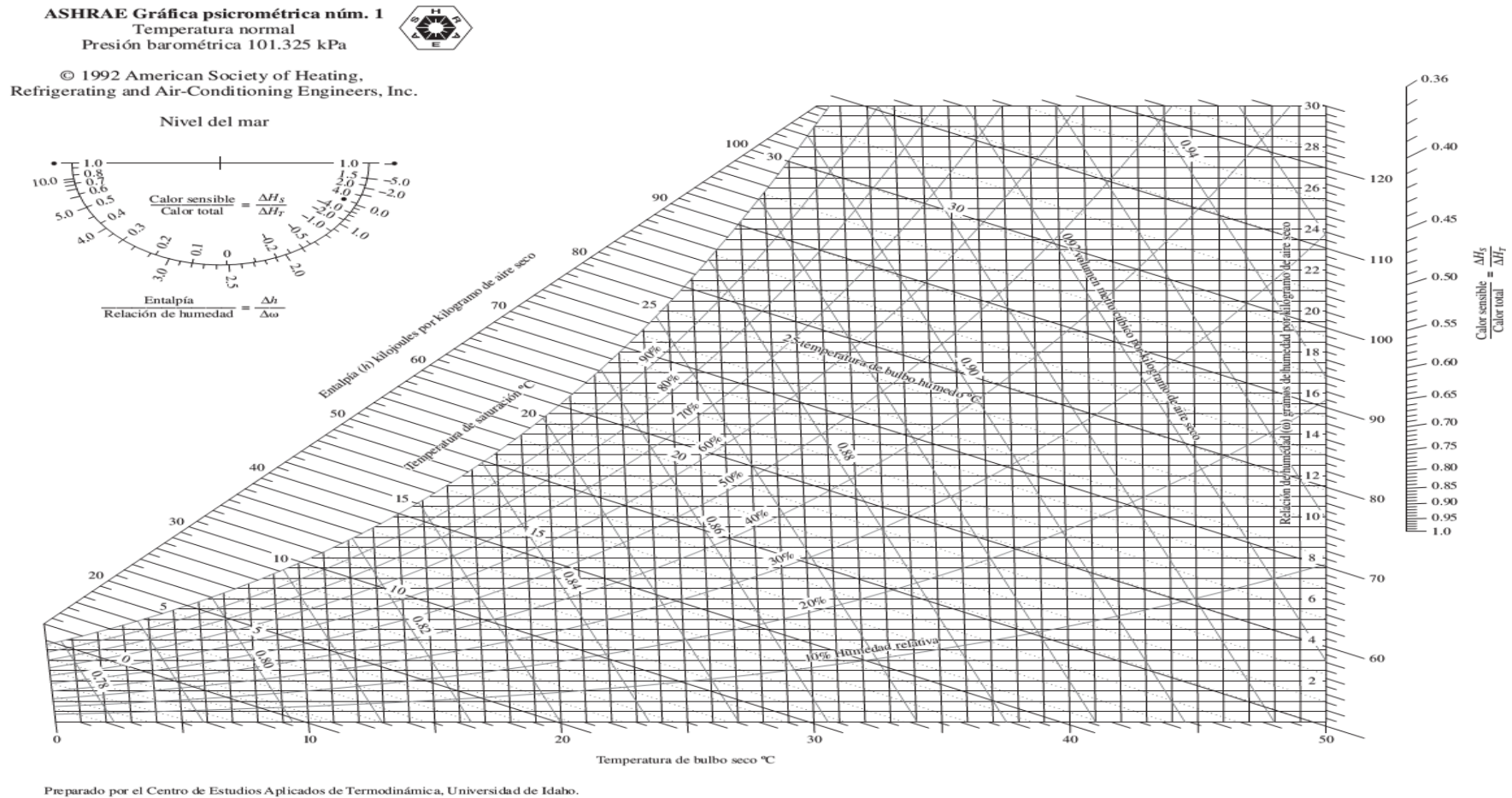


FIGURA A-31

Carta psicrométrica a 1 atm de presión total.

Reproducida con permiso de la American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, Georgia; usada con permiso.

2.8 Humedad relativa del aire en Sébaco Nicaragua

INSTITUTO NICARAGÜENSE DE ESTUDIOS TERRITORIALES
DIRECCIÓN GENERAL DE METEOROLOGÍA

RESUMEN METEOROLÓGICO DIARIO

Estación: RAUL GONZALEZ /

Código: 690132

Departamento:

Municipio: SAN ISIDRO

Latitud: 12°54'48"

Longitud: 86°11'30"

Años: 2015

Elevación: 480 msnm

Parámetro Humedad Relativa (%)

Tipo: AG

Día	Enero	Febrer o	Marz o	Abril	May o	Junio	Julio	Agost o	Septiembr e	Octubr e	Noviembr e	Diciembr e	Media
1	61	63	64	59	72	69	70	70	78	84	77	69	70
2	72	61	65	60	70	70	71	71	78	86	78	73	71

3	76	62	59	59	66	80	65	71	81	82	75	71	71
4	71	59	62	59	63	83	69	62	79	85	73	68	69
5	62	56	67	61	68	81	72	71	74	79	78	73	70
6	57	65	66	61	66	80	70	68	75	73	81	68	69
7	63	65	63	54	66	83	65	63	77	71	76	66	68
8	61	64	55	56	67	91	80	71	74	69	71	66	69
9	58	68	60	58	62	86	93	79	81	75	75	66	72
10	60	75	65	58	67	90	87	77	82	75	77	68	73
11	58	69	65	59	61	88	80	74	73	78	75	69	71
12	62	68	62	59	61	84	74	71	81	81	77	75	71
13	62	61	62	60	60	84	76	74	81	85	73	75	71
14	67	66	62	62	59	80	78	77	73	85	75	74	72
15	69	58	60	63	60	76	75	76	73	87	74	79	71
16	57	62	57	58	58	73	78	77	76	86	73	78	69
16	57	62	57	58	58	7							
17	59	67	63	59	68	73	73	71	74	83	73	76	70
18	60	66	59	66	67	77	75	74	80	81	80	77	72

9	57	69	61	59	58	71	85	75	80	84	79	76	71
20	61	65	63	58	60	73	77	77	80	80	87	69	71
21	65	65	65	60	70	68	78	67	79	78	81	69	70
22	71	60	66	60	68	64	78	81	76	78	74	70	71
23	68	62	62	59	62	63	85	76	78	71	79	71	70
24	63	64	66	60	60	70	78	71	80	77	73	72	70
25	65	67	64	59	65	69	71	75	85	78	70	70	70
26	60	66	65	61	58	68	71	74	79	76	69	70	68
27	61	63	63	62	62	64	70	75	85	76	71	74	69
28	51	64	60	71	62	73	71	74	79	81	67	73	69
29	53	-	61	75	60	73	72	75	76	78	62	72	69
30	59	-	53	78	61	65	74	77	79	78	66	71	69
31	61	-	56	-	66	-	71	78	-	77	-	68	68
Suma	1930	1800	1921	1833	1973	2269	2332	2272	2346	2457	2239	2216	2172
Media	62	64	62	61	64	76	75	73	78	79	75	71	70
Max	76	75	67	78	72	91	93	81	85	87	87	79	73
Min	51	56	53	54	58	63	65	62	73	69	62	66	68

2.9 Catalogo ACENICA, Tubería inoxidable industrial se detallan diámetros y espesores ofrecidos por aceros de Nicaragua bajo la norma AISI 316L

Tubería ced. 40 y ced 10 acero inoxidable

La tubería industrial en acero se caracteriza por poseer dos diámetros, uno nominal (externo) y el otro interior. El último se define según el espesor de pared (cédula) del tubo, por ejemplo un tubo de 2" cédula 40 tiene paredes más gruesas y por lo tanto un diámetro interior menor que un tubo de 2" cédula 10.

A continuación se detalla los diámetros y espesores de los tubos ofrecidos por Aceros de Nicaragua, ACENICA:

Diámetros		Espesor (mm)	
Nominal (pulg)	Real Externo (mm)	SCH - 10S	SCH - 40S
1/4 "	13.17	1.65	2.24
3/8"	17.15	1.65	2.31
1/2"	21.34	2.11	2.77
3/4"	26.67	2.11	2.87
1"	33.40	2.77	3.38
1 1/4"	42.16	2.77	3.56
1 1/2"	48.26	2.77	3.68
2"	60.33	2.77	3.91
2 1/2"	73.03	3.05	5.16
3"	88.90	3.05	5.49
4"	114.30	3.05	6.02
5"	141.43	3.40	6.55
6"	168.28	3.40	7.11
8" (*)	219.08	3.76	8.18
10" (*)	273.05	4.20	-
12" (*)	323.85	4.57	-

(*) Medidas a consultar

Diámetro interno = Diámetro externo (mm) - dos veces el espesor de la pared (mm).

2.10 Tabla de diferentes tipos de diámetros

Diámetro	Caudal	Velocidad
(m)	(m^3/s)	(m/s)
0.0762	0.1268	27.8047
0.0889	0.1268	20.428
0.1016	0.1268	15.6401
0.127	0.1268	10.0097
0.1524	0.1268	6.9511
0.2032	0.1268	3.91
0.254	0.1268	2.5024

TABLE B8.14 Flow of Air Through Schedule 40 Steel Pipe (*Continued*)

Free air q' m ft ³ /min at 60°F and 14.7 psia	Compressed air ft ³ /min at 60°F and 100 psig	Pressure drop of air in pounds per square inch per 100 ft of Schedule 40 pipe For air at 100 lb/in ² gauge pressure and 60°F temperature								
950	121.8	2.18	0.715	0.340	0.178	0.057	0.023	...	20.0	5.47
1 000	128.2	2.40	0.788	0.375	0.197	0.063	0.025	...	22.1	6.06
1 100	141.0	2.89	0.948	0.451	0.236	0.075	0.030	...	26.7	7.29
1 200	153.8	3.44	1.13	0.533	0.279	0.089	0.035	...	31.8	8.63
1 300	166.6	4.01	1.32	0.626	0.327	0.103	0.041	...	37.3	10.1
1 400	179.4	4.65	1.52	0.718	0.377	0.119	0.047			11.8
1 500	192.2	5.31	1.74	0.824	0.431	0.136	0.054			13.5
1 600	205.1	6.04	1.97	0.932	0.490	0.154	0.061	8 in		15.3
1 800	230.7	7.65	2.50	1.18	0.616	0.193	0.075			19.3
2 000	256.3	9.44	3.06	1.45	0.757	0.237	0.094	0.023		23.9
									10 in	
2 500	320.4	14.7	4.76	2.25	1.17	0.366	0.143	0.035		37.3
3 000	384.5	21.1	6.82	3.20	1.67	0.524	0.204	0.051	0.016	
3 500	448.6	28.8	9.23	4.33	2.26	0.709	0.276	0.068	0.022	
4 000	512.6	37.6	12.1	5.66	2.94	0.919	0.358	0.088	0.028	
4 500	576.7	47.6	15.3	7.16	3.69	1.16	0.450	0.111	0.035	12 in
5 000	640.8	...	18.8	8.85	4.56	1.42	0.552	0.136	0.043	0.018
6 000	769.0	...	27.1	12.7	6.57	2.03	0.794	0.195	0.061	0.025
7 000	897.1	...	36.9	17.2	8.94	2.76	1.07	0.262	0.082	0.034
8 000	1025	...		22.5	11.7	3.59	1.39	0.339	0.107	0.044
9 000	1153	...		28.5	14.9	4.54	1.76	0.427	0.134	0.055
10 000	1282	...		35.2	18.4	5.60	2.16	0.526	0.164	0.067
11 000	1410	...			22.2	6.78	2.62	0.633	0.197	0.081
12 000	1538	...			26.4	8.07	3.09	0.753	0.234	0.096
13 000	1666	...			31.0	9.47	3.63	0.884	0.273	0.112
14 000	1794	...			36.0	11.0	4.21	1.02	0.316	0.129
15 000	1922	...				12.6	4.84	1.17	0.364	0.148
16 000	2051	...				14.3	5.50	1.33	0.411	0.167
18 000	2307	...				18.2	6.96	1.68	0.520	0.213
20 000	2563	...				22.4	8.60	2.01	0.642	0.260
22 000	2820	...				27.1	10.4	2.50	0.771	0.314
24 000	3076	...				32.3	12.4	2.97	0.918	0.371
26 000	3332	...				37.9	14.5	3.49	1.12	0.435
28 000	3588	...					16.9	4.04	1.25	0.505
30 000	3845	...					19.3	4.64	1.42	0.520

2.11 Flujo de aire a través de tubería de acero de cedula 40

2.12 Rangos de velocidades para distintos tipos de fluidos

Tabla 1. Velocidades recomendadas para fluidos en tuberías.

Fluido	Tipo de Flujo	Velocidad	
		ft/s	m/s
Líquidos poco viscosos	Flujo por gravedad	0.5 – 1	0.15 – 0.30
	Entrada de bomba	1 – 3	0.3 – 0.9
	Salida de bomba	4 – 10	1.2 – 3
	Línea de Conducción	4 – 8	1.2 – 2.4
Líquidos viscosos	Entrada de bomba	0.2 – 0.5	0.06 – 0.15
	Salida de bomba	0.5 – 2	0.15 – 0.6
Vapor de Agua		30 – 50	9 – 15
Aire o gas		30 – 100	9 – 30

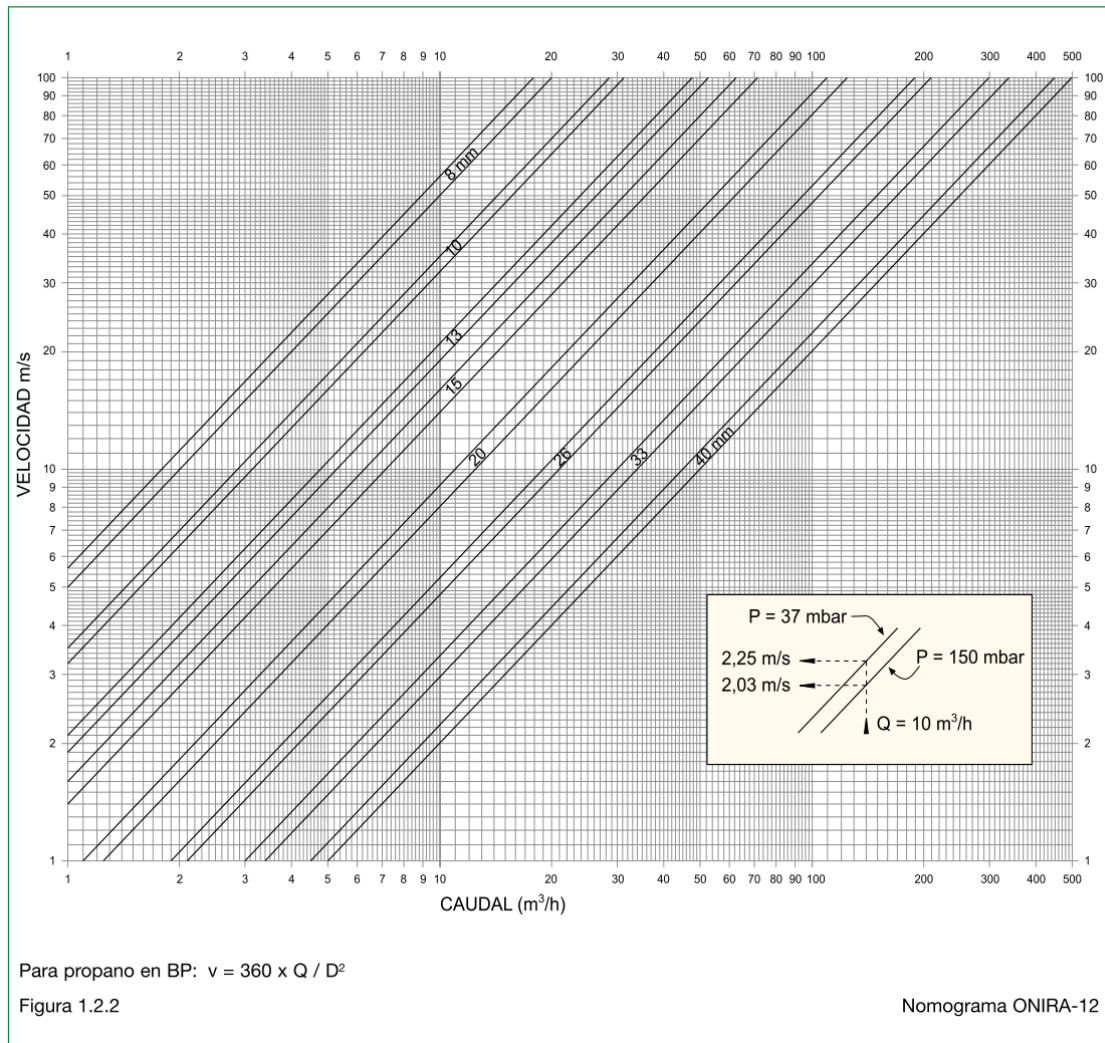
2.13 Tabulación del número de Reynolds según el factor de fricción

Número de Reynolds	densidad	viscosidad dinámica
Re, (Adimensional)	ρ , (kg/m ³)	μ , (kg/m · s)
135,378.43	1.184	1.85E-05
116,038.98	1.184	1.85E-05
101,533.54	1.184	1.85E-05
81,227.12	1.184	1.85E-05
67,688.48	1.184	1.85E-05
50,766.44	1.184	1.85E-05
40,613.16	1.184	1.85E-05

2.14 Comprobación del factor de fricción

Rugosidad relativa	factor de fricción	Comprobación del factor de fricción usando el diagrama de Moody
ϵ/D , (mm/mm)	f , (Adimensional)	f , (Adimensional)
2.62E-05	0.02179	0.01707
2.25E-05	0.01746	0.01757
1.97E-05	0.01792	0.01803
1.57E-05	0.01875	0.01887
1.31E-05	0.01947	0.01961
9.84E-06	0.02073	0.02117
7.87E-06	0.0217	0.02191

2.15 Nomograma de baja presión para determinar el diámetro de tubería



Literatura citada [Manual de Instalaciones de GLP, José López Sopena, página 99]

2.16 Verificación del diámetro de tubería de GLP (EES)

Documento: C:\Usuario\Eudardo\Escritorio\Diámetro de GLP .EES

22/02/2017 02:44:56 p.m. Página 1

EES Ver. 8.263: #91: Version educativa distribuido por McGraw-Hill

$$Q = V \cdot A$$

$$Q = \frac{12.2747}{3600}$$

$$D = \left[4 \cdot \frac{A}{\pi} \right]^{1/2} \cdot 39.3701$$

Tabla parametrica: Verificación del diámetro de tubería (EES)

	A	D	Q	V
	[m ²]	[in]	[m ³ /s]	[m/s]
Run 1	0.0003788	0.8647	0.00341	9
Run 2	0.0003647	0.8483	0.00341	9.35
Run 3	0.0003515	0.8329	0.00341	9.7
Run 4	0.0003393	0.8183	0.00341	10.05
Run 5	0.0003278	0.8044	0.00341	10.4
Run 6	0.0003172	0.7912	0.00341	10.75
Run 7	0.0003072	0.7786	0.00341	11.1
Run 8	0.0002978	0.7666	0.00341	11.45
Run 9	0.000289	0.7552	0.00341	11.8
Run 10	0.0002806	0.7442	0.00341	12.15
Run 11	0.0002728	0.7337	0.00341	12.5
Run 12	0.0002653	0.7236	0.00341	12.85
Run 13	0.0002583	0.714	0.00341	13.2
Run 14	0.0002516	0.7047	0.00341	13.55
Run 15	0.0002453	0.6958	0.00341	13.9
Run 16	0.0002393	0.6872	0.00341	14.25
Run 17	0.0002335	0.6789	0.00341	14.6
Run 18	0.0002281	0.6709	0.00341	14.95
Run 19	0.0002229	0.6632	0.00341	15.3
Run 20	0.0002179	0.6557	0.00341	15.65
Run 21	0.0002131	0.6485	0.00341	16
Run 22	0.0002085	0.6415	0.00341	16.35
Run 23	0.0002042	0.6348	0.00341	16.7
Run 24	0.0002	0.6282	0.00341	17.05
Run 25	0.000196	0.6219	0.00341	17.4
Run 26	0.0001921	0.6157	0.00341	17.75
Run 27	0.0001884	0.6097	0.00341	18.1
Run 28	0.0001848	0.6039	0.00341	18.45
Run 29	0.0001814	0.5983	0.00341	18.8
Run 30	0.000178	0.5928	0.00341	19.15
Run 31	0.0001749	0.5874	0.00341	19.5
Run 32	0.0001718	0.5822	0.00341	19.85
Run 33	0.0001688	0.5772	0.00341	20.2
Run 34	0.0001659	0.5722	0.00341	20.55
Run 35	0.0001631	0.5674	0.00341	20.9
Run 36	0.0001605	0.5627	0.00341	21.25
Run 37	0.0001579	0.5581	0.00341	21.6
Run 38	0.0001553	0.5537	0.00341	21.95
Run 39	0.0001529	0.5493	0.00341	22.3
Run 40	0.0001505	0.5451	0.00341	22.65
Run 41	0.0001482	0.5409	0.00341	23

2.16 Verificación del diámetro de tubería de GLP (EES)

Documento: C:\Usuario\Eudardo\Escritorio\Diámetro de GLP (EES)

22/02/2017 02:44:56 p.m. Página 2

EES Ver. 8.263: #91: Version educativa distribuido por McGraw-Hill

Tabla Parametrica: Verificación del diámetro de tubería (EES)

	A	D	Q	V
	[m ²]	[in]	[m ³ /s]	[m/s]
Run 42	0.000146	0.5368	0.00341	23.35
Run 43	0.0001439	0.5328	0.00341	23.7
Run 44	0.0001418	0.529	0.00341	24.05
Run 45	0.0001397	0.5251	0.00341	24.4
Run 46	0.0001378	0.5214	0.00341	24.75
Run 47	0.0001358	0.5178	0.00341	25.1
Run 48	0.000134	0.5142	0.00341	25.45
Run 49	0.0001322	0.5107	0.00341	25.8
Run 50	0.0001304	0.5073	0.00341	26.15
Run 51	0.0001287	0.5039	0.00341	26.5
Run 52	0.000127	0.5006	0.00341	26.85
Run 53	0.0001254	0.4974	0.00341	27.2
Run 54	0.0001238	0.4942	0.00341	27.55
Run 55	0.0001222	0.4911	0.00341	27.9
Run 56	0.0001207	0.4881	0.00341	28.25
Run 57	0.0001192	0.4851	0.00341	28.6
Run 58	0.0001178	0.4821	0.00341	28.95
Run 59	0.0001164	0.4792	0.00341	29.3
Run 60	0.000115	0.4764	0.00341	29.65
Run 61	0.0001137	0.4736	0.00341	30

2.17 Dimensiones y pesos de los tubos de cobre de los tipos K, L, M Y DWV en

TABLA 2.1

Dimensiones y pesos de los tubos de cobre de los tipos K, L, M y DWV en unidades inglesas

Tamaño Nominal pulgada	Diámetro Exterior, pulgada todos los tipos	Diámetro Interior				Espesor de Pared				Peso Teórico			
		pulgada				pulgada				Libras por pie lineal			
		K	L	M	DWV	K	L	M	DWV	K	L	M	DWV
1/4	0.375	0.305	0.315	-	-	0.035	0.030	-	-	0.145	0.126	-	-
3/8	0.500	0.402	0.430	0.450	-	0.049	0.035	0.025	-	0.269	0.198	0.145	-
1/2	0.625	0.527	0.545	0.569	-	0.049	0.040	0.028	-	0.344	0.285	0.204	-
5/8	0.750	0.652	0.666	-	-	0.049	0.042	-	-	0.418	0.362	-	-
3/4	0.875	0.745	0.785	0.811	-	0.065	0.045	0.032	-	0.641	0.455	0.328	-
1	1.125	0.995	1.025	1.055	-	0.065	0.050	0.035	-	0.839	0.655	0.465	-
1 1/4	1.375	1.245	1.265	1.291	1.295	0.065	0.055	0.042	0.040	1.04	0.884	0.682	0.650
1 1/2	1.625	1.481	1.505	1.527	1.541	0.072	0.060	0.049	0.042	1.36	1.14	0.940	0.809
2	2.125	1.959	1.985	2.009	2.041	0.083	0.070	0.058	0.042	2.06	1.75	1.460	1.07
2 1/2	2.625	2.435	2.465	2.495	-	0.095	0.080	0.065	-	2.93	2.48	2.030	-
3	3.125	2.907	2.945	2.981	3.030	0.109	0.090	0.072	0.045	4.00	3.33	2.680	1.69
3 1/2	3.625	3.385	3.425	3.459	-	0.120	0.100	0.083	-	5.12	4.29	3.580	-
4	4.126	3.857	3.905	3.935	4.009	0.134	0.110	0.095	0.058	6.51	5.38	4.660	2.87
5	5.126	4.805	4.875	4.907	4.981	0.160	0.125	0.109	0.072	9.67	7.61	6.660	4.43
6	6.125	5.741	5.845	5.881	5.959	0.192	0.140	0.122	0.083	13.9	10.2	8.920	6.10
8	8.125	7.583	7.725	7.785	7.907	0.271	0.200	0.170	0.109	25.9	19.3	16.500	10.6
10	10.125	9.449	9.625	9.701	-	0.338	0.250	0.212	-	40.3	30.1	25.600	-
12	12.125	11.315	11.565	11.617	-	0.405	0.280	0.254	-	57.8	40.4	36.700	-

unidades inglesas.

Literatura citada [Manual tubos de cobre, página 24,38]

2.18 Dibujo esquemático de las dimensiones del tanque de GLP


13/2/2017

McMASTER-CARR.

McMaster-Carr - Steel Elevated Tank, 150 Gallon Capacity

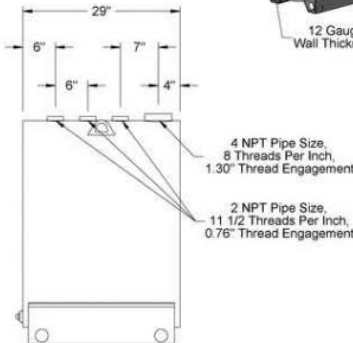
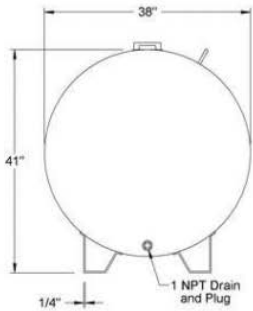
Steel Elevated Tank
150 Gallon Capacity

In stock
\$754.88 Each
37415K55



Material	Painted Steel
Tank Orientation	Horizontal
Capacity	150 gal.
Width	29"
Depth	38"
Height	41"
Gauge	12
Graduated	No
Channel Material	Steel
Channel Thickness	1/4"
Top Openings	
Pipe Size (Quantity)	2 NPT (3), 4 NPT (1)
Gender	Female
Pipe Connection Type	Threaded
Color	Red
Specifications Met	UL 142

A lifting lug on top makes these tanks easy to transport. They are typically used for storing fuel and waste oil.



McMASTER-CARR CAD
http://www.mcmaster.com
© 2016 McMaster-Carr Supply Company
Information in this drawing is provided for reference only.

PART NUMBER
37415K55
Steel
Elevated Tank

2.19 Representación esquemática de la alimentación del Gas LP

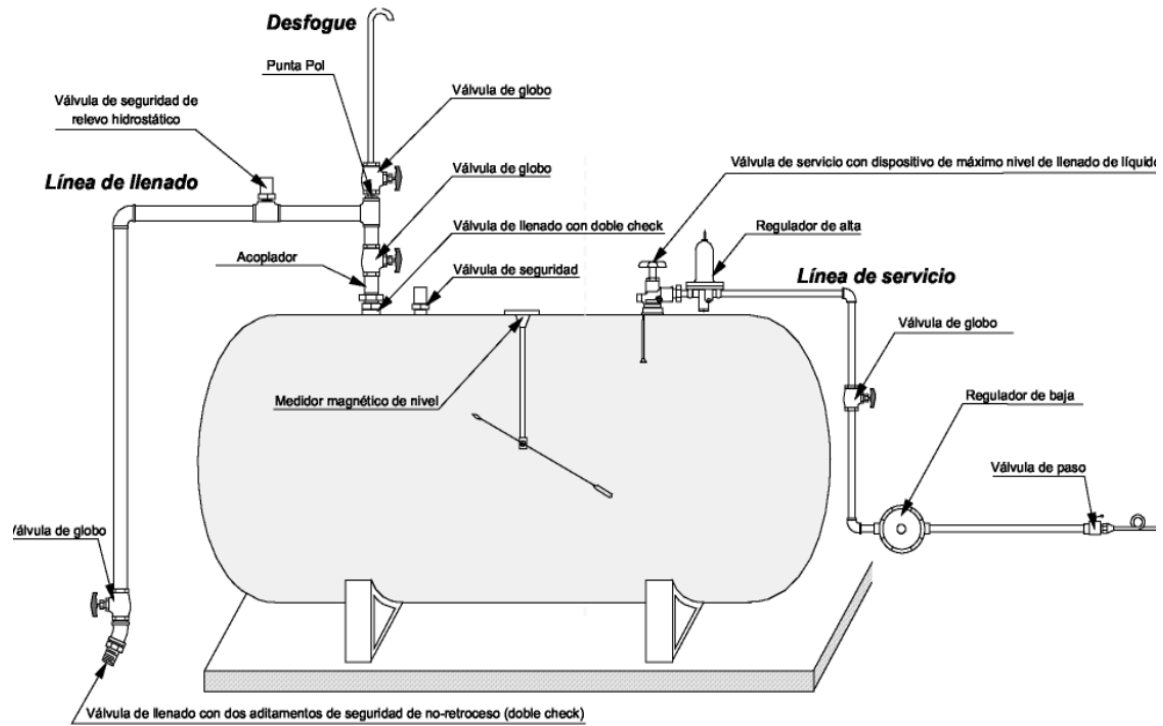


Figura 2. Instalación típica para tanques estacionarios

2.20 Selección del regulador de primera etapa para Gas LP

Cómo Seleccionar un Regulador RegO®

Para poder dimensionar adecuadamente el Regulador RegO®, averigüe la carga total de la instalación. La carga total se calcula sumando las clasificaciones de entrada (BTU o CFH) de todos los aparatos en la instalación. Las puede obtener de las placas de datos de los aparatos o en la literatura de los fabricantes.

Determine el tipo de regulación necesaria mediante la siguiente tabla.

Tipo de Sistema	Carga Máxima	Regulador Sugerido
Primera Etapa en un Sistema de Dos Etapas	1,500,000	LV3403TR
	2,500,000	Serie LV4403SR Serie LV4403TR
Segunda Etapa en un Sistema de Dos Etapas	450,000	Serie LV3403B
	935,000	Serie LV4403B
	1,600,000	LV5503B4/B6
	2,300,000	LV5503B8
Segunda Etapa en un Sistema de 2 PSIG	9,800,000	Serie LV6503B
	1,000,000	LV4403Y4/Y46R
	2,200,000	LV5503Y6/Y8
Integral de Doble Etapa	450,000	Serie LV404B34/39
	525,000	Serie LV404B4/B9
	800,000	LV404Y9
Cambio Automático	200,000	Serie 7525B34
	450,000	Serie 7525B4

* Sirvase ver la página del catálogo para las especificaciones de entrada y servicio.

Ahora determine cuál regulador de la Serie será el más adecuado. Vaya a las páginas de cada producto y consulte las Curvas de Desempeño. Compare el desempeño del regulador con sus condiciones de carga a la presión mínima de entrada de Gas LP del regulador. Use la presión correspondiente a su temperatura más baja en el invierno, que aparece en la siguiente tabla o consulte la presión de servicio de su regulador de primera etapa.

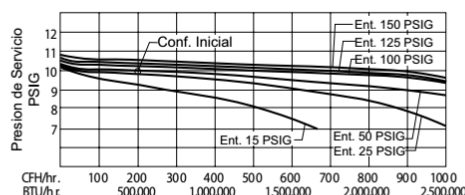
Temperatura		Presión Aproximada (PSIG)		Temperatura		Presión Aproximada (PSIG)	
°F	°C	Propano	Butano	°F	°C	Propano	Butano
-40	-40	3.6		40	4	72	3.0
-30	-34	8		50	10	86	6.9
-20	-29	13.5		60	16	102	12
-10	-23	23.3		70	21	127	17
0	-18	28		80	27	140	23
10	-12	37		90	32	165	29
20	-7	47		100	38	196	36
30	-1	58		110	43	220	45

Ejemplo para un Regulador de Primera Etapa

- Suponga una carga de 500,000 BTU's por hora.
- Suponga una presión de servicio mínima de 9.5 PSIG.
- Suponga una presión mínima en el tanque de 15 PSIG.
- Para estas condiciones, consulte la gráfica del Regulador de Primera Etapa de la Serie LV4403TR, que se muestra abajo.

- Encuentre la línea en la gráfica que corresponda a la presión de tanque inferior esperada en el invierno (nótese que cada línea de desempeño corresponde y está marcada con una presión de entrada en PSIG diferente).
- Trace una línea vertical hacia arriba desde el punto de la carga supuesta (500,000 BTU's por hora) hasta que intersecte con la línea correspondiente a la menor presión de entrada.
- Lea en forma horizontal desde la intersección de estas líneas a la presión de servicio en el lado izquierdo de la gráfica. En este ejemplo, la presión de servicio será de 9.7 PSIG en condiciones de carga máxima y menor presión de tanque esperada. El regulador se dimensionará conforme a la demanda.

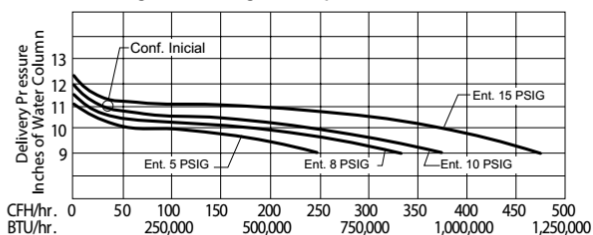
Regulador de Primera Etapa de la Serie LV4403TR



Ejemplo de un Regulador de Segunda Etapa

- Suponga una carga de 250,000 BTU's por hora.
- Suponga una presión de servicio mínima de 10" w.c.
- Suponga una presión mínima de entrada de 10 PSIG.
- Para estas condiciones, consulte la gráfica del Regulador de Segunda Etapa de la Serie LV4403B que se muestra abajo.
- Encuentre la línea en la gráfica que corresponda a la presión de entrada esperada.
- Trace una línea vertical hacia arriba desde el punto de la carga supuesta (250,000 BTU's por hora) hasta que intersecte con la línea correspondiente a la menor presión de entrada.
- Lea en forma horizontal desde la intersección de estas líneas a la presión de servicio en el lado izquierdo de la gráfica. En este ejemplo, la presión de servicio será de 10.6" w.c. a condiciones de máxima carga y menor presión de entrada esperada, el regulador se dimensionará conforme a la demanda.

Regulador de Segunda Etapa de la Serie LV4403B



2.21 Dimensiones y capacidades de tanques pequeños de propano para 120 galones.

TABLA 13.14 Dimensiones y Capacidades de Tanques Pequeños de propano

Tamaño Tanque, gal	propano liquido capacidad, gal, 60 °F	Dimensiones		Area de Superficie , ft ²				
		Diámetro de salida, plg	longitud total	Superficie total	surface mojada			
					llenado 15%	llenado 5%	llenado 33%	llenado 50%
120	99	24	5 ft 7 in	35.1	7.0	8.75	14.0	17.5
150	124	24	6 ft 11 in	43.5	8.7	10.8	17.4	21.7
250	207	30	7 ft 5 in	58.3	11.6	14.8	23.3	29.1
325	269	30	9 ft 6 in	74.6	14.8	17.6	29.8	37.3
500	414	37	10 ft 0 in	96.9	19.4	24.2	38.1	42.4
1,000	827	41	16 ft 1 in	172.6	34.8	43.1	69.1	86.3

1 gal = 4.5 L

1 pie = 0.3 m

1 plg = 25.4 mm

1 pie² = 0.092 m²

Tamaño de tubo	Diámetro interior		Radio largo, todo o en	Funcionamiento de la tee reducida en 50%		Curva de retorno	Ramificación en	
1/2	0.622	0.36	0.62	1.55	8.65	3.47	3.10	17.3
3/4	0.824	0.48	0.82	2.06	11.4	4.60	4.12	22.9
1	1.049	0.61	1.05	2.62	14.6	5.82	5.24	29.1
1 1/4	1.380	0.81	1.38	3.45	19.1	7.66	6.90	38.3
1/2	1.610	0.94	1.61	4.02	22.4	8.95	8.04	44.7
2	2.067	1.21	2.07	5.17	28.7	11.5	10.3	57.4
2 1/2	2.469	1.44	2.47	6.16	34.3	13.7	12.3	68.5
3	3.068	1.79	3.07	6.16	42.6	17.1	15.3	85.2
4	4.026	2.35	4.03	7.67	56.0	22.4	20.2	112.0
5	5.047	2.94	5.05	10.1	70.0	28.0	25.2	140.0
6	6.065	3.54	6.07	15.2	84.1	33.8	30.4	168.0
8	7.981	4.65	7.96	20.0	111.0	44.6	40.0	222.0
10	10.020	5.85	10.00	25.0	139.0	55.7	50.0	278.0
12	11.940	6.96	11.00	29.8	166.00	66.3	59.6	332.0

1 nie =

2.22 Coeficientes de resistencias para diferentes accesorios de tubería de gas

2.23 Señalización por medios rótulos para sistemas de gas



2.24 Deshumidificador para extraer la humedad del aire ambiente

DR120 Specifications

Part Number:	DR120A2000
Blower:	350 CFM @ 0.0 in. WG 210 CFM @ 0.4 in. WG
Supply Voltage:	120 VAC; 60 Hz.
Amps:	7.3 A
Power transformer to R/C terminals:	24 VAC, 0.85A
Energy performance:	2.9 liters (6.1 pints) per kilowatt hour (KWH)
Refrigerant:	R-410A
Operating Temp Range (outside cabinet):	34 – 135 °F (1.1 – 57.2 °C)
Coverage:	Up to 3500 sq. ft.
Duct Connections:	6 in. Supply Inlet 10 in. Round Inlet 10 in. Round Outlet (ABS Plastic)
Filter Efficiency:	Standard MERV-11
Drain Connection:	3/4 in. threaded female NPT, with attached 3/4 in. threaded male NPT
Dimensions (See Fig. 7):	
Width:	14-3/8 in.
Height:	21-3/16 in.
Length:	25-13/16 in. (without collars) 32-3/16 in. (with collars)
Weight:	90 lbs (40.8 Kg)
Shipping Specs	
Width:	18-1/2 in.
Height:	23-1/2 in.
Length:	40 in.
Weight:	101 lbs (45.8 Kg)
Optional Parts	
Replacement Filter	50070171-002
Motorized Ventilation Damper	EARD6TZ
10" Backdraft Damper	SPRD10
Compressor Relay, 24 VAC, 30 A	50035445-014
Compressor Run Capacitor	50070205-001/ DR120XCRC1
10" Duct Collar	50049536-005
Fan Assembly	50070205-002
Capacitor - Fan	50070205-003
Fan Relay, SPDT, 24 VAC, 15A	50035445-011
Transformer 120/24 VAC, 40 VA	50035445-013
Defrost Thermostat	50070204-002
Leveling Foot	50035445-019
ETL Listed. Energy Star Rated. Conforms to UL Std. 474.	

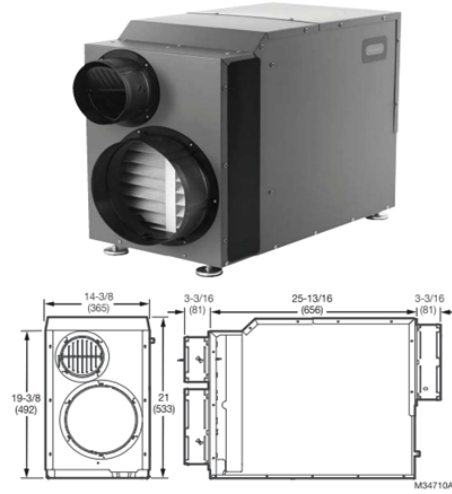


Fig. 7. DR120 Dimensions in inches (mm).

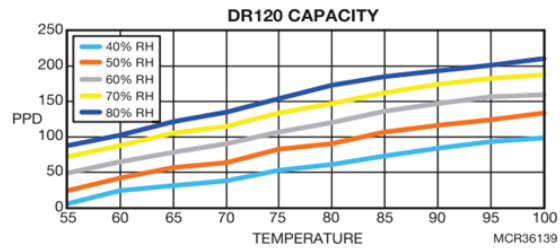


Fig. 8. DR120 Capacity.

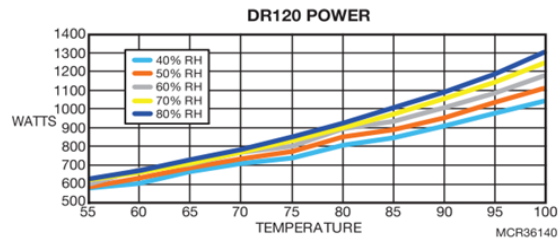


Fig. 9. DR120 Power.

DR120 Capacity															
	40% RH			50% RH			60% RH			70% RH			80% RH		
Temp	PPD	Watts	BTU	PPD	Watts	BTU	PPD	Watts	BTU	PPD	Watts	BTU	PPD	Watts	BTU
40															
45															
50															
55	6	580	1978	25	585	1995	48	600	2046	72	622	2121	88	626	2135
60	25	602	2053	42	632	2155	65	674	2298	88	661	2254	103	673	2295
65	32	667	2274	57	687	2343	79	703	2397	106	711	2425	122	727	2479
70	38	711	2425	64	736	2510	91	767	2615	115	767	2615	136	782	2667
75	53	739	2520	83	771	2629	107	801	2731	134	831	2834	155	849	2895
80	61	806	2748	91	850	2899	121	895	3052	148	899	3066	174	925	3154
85	73	848	2892	107	892	3042	137	933	3182	163	974	3321	185	1006	3430
90	84	910	3103	117	955	3257	148	1006	3430	175	1053	3591	194	1089	3713
95	93	977	3332	125	1034	3526	157	1087	3707	183	1143	3898	201	1189	4054
100	99	1047	3570	135	1116	3806	159	1183	4034	188	1250	4263	211	1308	4460
			Unit below minimum defrost conditions with current defrost scheme												
			Conditions beyond our test capabilities												
			Unit in defrost conditions												

Anexo 3. Referencia para la selección del quemador

3.1 Catálogo de gas propano-Butano, Quemador 2014 baltur origen Italiano.

kW
de 80 a 410

CE₀₀₈₅

SERIE
TBG

Cumplen con la
Directiva gas 2009/142/CE Directiva L.V. 2006/95/CE
 Directiva E.M.C. 2004/108/CE Norma de referencia: EN676

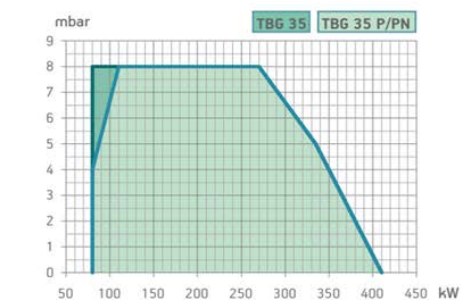

TBG 35


TBG 35 P

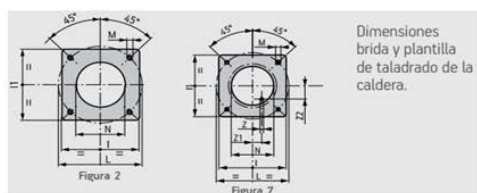
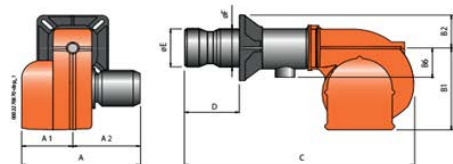

TBG 35 PN


Low NOx

	TBG 35	TBG 35 P	TBG 35 PN
Quemador de gas homologado CE según normativa europea EN676.	todo-nada	dos etapas	dos etapas progresivas neumáticas
Funcionamiento:			
Funcionamiento modulante mediante regulador automático de modulación (a pedirse a parte)			•
Relación de modulación:			1:4
Quemador de bajas emisiones de NOx y CO según la normativa europea EN676:	Clase 3	Clase 3	Clase 3
Ajuste del aire comburente y de la cabeza de combustión	•	•	•
Fácil mantenimiento al poder extraer el grupo pulverizador sin desmontar el quemador de la caldera.	•	•	•
Brida de conexión al generador corrediza para adaptar el saliente del cabezal a diferentes tipos de generadores de calor.	•	•	•
Toma de aire comburente con clapeta de mariposa. Ajuste del caudal de aire:	manual	servomotor eléctrico	servomotor eléctrico
Cierre de la clapeta del aire cuando el quemador está parado para evitar dispersiones de calor en la chimenea.		•	•
Rampa gas en versión CE formada por válvula de funcionamiento y de seguridad con funcionamiento electromagnético, presostato de mínima, regulador de presión y filtro gas.	•		
Rampa gas en versión CE formada por válvula de funcionamiento y de seguridad con funcionamiento neumático, presostato de mínima, regulador de presión y filtro gas.			•
Rampa gas en versión CE formada por válvula de mariposa, válvula de Funcionamiento y de seguridad con funcionamiento electromagnético, presostato de mínima, regulador de presión y filtro gas.		•	
Posibilidad de integrar el quemador con un kit para la estanqueidad de las válvulas.	•	•	•
Conexión a la rampa gas mediante conectores a prueba de falla.	•	•	•
Salida de la rampa del gas:	alto/bajo	bajo	alto/bajo
Control de la presencia de llama mediante electrodo de ionización con predisposición para conexión del microamperímetro.	•	•	•
Conector de 7 bornes para la alimentación eléctrica y termostática del quemador.	•	•	•
Conector de 4 bornes para accionar la segunda etapa de funcionamiento.		•	
Conector de 4 bornes para accionar la segunda etapa de funcionamiento o para la conexión del regulador electrónico de potencia.			•
Instalación eléctrica con grado de protección:	IP40	IP40	IP40
Tapa de protección en material plástico fonoabsorbente.		•	



Modelo	Dimensión embalaje L mm P mm H mm			Peso con embalaje kg
TBG 35	1030	510	410	38
TBG 35 P	1030	510	410	38
TBG 35 PN	1030	510	410	38



Dimensiones
brida y plantilla
de taladrado de la
caldera.

Modelo	A mm	A1 mm	A2 mm	B1 mm	B2 mm	B6 mm	C mm	D mm	E mm	F mm	I mm	I1 mm	L mm	M mm	N mm	Z mm	Z1 mm	Z2 mm	Figura
TBG 35	440	210	230	270	108	160	860	140 + 300	137	133	215	215	200 + 245	M12	145	-	-	-	2
TBG 35 P	440	210	230	270	108	160	860	140 + 300	137	133	215	215	200 + 245	M12	145	-	-	-	2
TBG 35 PN	560	260	300	270	108	160	860	140 + 300	137	133	215	215	200 + 245	M12	145	12	42,5	73,6	7

Clase de emisión	Potencia térmica kW	Modelo	Código	Alimentación Eléctrica	Potencia Motor kW	Notas
Frecuencia 50 Hz						
Clase 3	80 ÷ 410	TBG 35	17320010	1N AC 50Hz 230V	0,37	
Clase 3	80 ÷ 410	TBG 35 P	17330010	1N AC 50Hz 230V	0,37	4)
Clase 3	80 ÷ 410	TBG 35 PN	17340010	1N AC 50Hz 230V	0,37	4)
Frecuencia 60 Hz						
Clase 3	80 ÷ 410	TBG 35	17325410	1N AC 60Hz 230V	0,37	
Clase 3	80 ÷ 410	TBG 35 P	17335410	1N AC 60Hz 230V	0,37	4)
Clase 3	80 ÷ 410	TBG 35 PN	17345410	1N AC 60Hz 230V	0,37	4)

El campo de trabajo del quemador indicado en la columna "Potencia Térmica kW", depende de las características de la rampa gas combinada (ver diagrama "acople quemador/rampa").

FUNCIONAMIENTO MODULANTE

Descripción	Código
TBG 35 PN: Kit de modulación	98000056
TBG 35 PN: kit sonda de modulación (consultar pág. 244)	

ACCESORIOS BAJO DEMANDA

Descripción	Código
Insonorizador (consultar pág. 255)	97980054

ACCESORIOS INCLUIDOS

TBG 35: kit fijación a la caldera, conector de 7 bornes
TBG 35 P/35 PN: kit fijación a la caldera, conector de 4 y 7 bornes

NOTAS 4) Equipado con dispositivo automático cierre aire.
Poder calorífico inferior en condiciones de referencia 0°C, 1013mbar:
Gas natural: $Hi = 35,80 \text{ MJ/m}^3 \approx 8550 \text{ kcal/m}^3$,
GLP: $Hi = 92 \text{ MJ/m}^3 \approx 22000 \text{ kcal/m}^3$.
Por diferentes tipos de gas y/o presiones, consulten con nuestra oficinas de venta.

Anexo 4. Referencia para el diseño mecánico

4.1 Propiedades de ladrillo refractario.

Propiedades de materiales refractarios						
Propiedades	Material					
	A Temperatura	AA-22S	RS-3	RS-6	RS-7	RS-17EC
Módulo de elasticidad, ($10^6 * lb_f/pulg^2$)	230	47	2.1	4.1	3.7	18.9
	500	35	1.5	2.94	2.7	16.8
	1000	16.5	0.84	1.62	1.5	15.5
	1500	7.9	0.5	0.93	0.8	14.1
Densidad, (lb_m/pie^3)		170	60	75-85	85-95	130-135
Conductividad térmica, ($Btu/h \cdot pie \cdot ^\circ F$)	500		1.7	2.7	2.5	10
	1000	10.3	1.65	2.85	2.8	6.3
	1500	10.4	1.8	3	3.2	6.9
	2000	10.6		3.2	2	7.7
Coeficiente de expansión térmica ($10^{-6} * pulg/pulg \cdot ^\circ F$)		4.7	4.4		4.7	3.5
Razón de Poisson						0.16
Calor específico ($Btu/lb_m \cdot ^\circ F$)						0.24
Cambio lineal permanente(%)	1500	-0.1 a -0.5	-0.3 a -0.7	-0.1 a -0.3	-0.2 a -0.4	-0.1 a -0.3
	2000	-0.4 a -1.1	-0.5 a -1.1	-0.8 a -1.2	-0.4 a -0.6	-0.1 a -0.3
Módulo de ruptura($lb_f/pulg^2$)	1000	1400	100	200	200-300	1500-1900
	1500	1400-	100-200	200-500	300-700	1400-1800
	2000		150-250	200-500	200-500	
Resistencia al aplastamiento en frío ($lb_f/pulg^2$)	1000	8000-	300	1500	600-1000	9000-
	1500	7500- 10000	300-600	1500- 1800	700-1100	8000- 11000
	2000	7000- 10000	500-800	1200- 1600	600-1000	9000- 12000
Esfuerzo de compresión permisible ($lb_f/pulg^2$)	1000	4000	150	750	400	5000
Esfuerzo de tensión permisible($lb_f/pulg^2$)	1000	560	40	80	100	680

4.2 Tensiones admisibles típicas para los metales de chapa según el código ASME, sección II, parte D.

Número de especificación	Designación	Tensión de rotura, kilopondios/pulgada²	Tensión admisible representativa no excediendo la temperatura del metal en °F			
			De -20 a 650 °F (de -6 a 343 °C)	800 °F (427 °C)		
A. Chapa de acero al carbono						
SA 285A	Carbono, C	45,0	11,3	8,3		
SA 285B	Carbono, C	50,0	12,5	9,0		
SA 285C	Carbono, C	55,0	13,8	10,2		
SA 442 Gr55	C-Mn-Si	55,0	13,8	10,2		
SA 515 Gr55	C-Si	55,0	13,8	10,2		
SA 516 Gr55	C-Si	55,0	13,8	10,2		
SA 442 Gr60	C-Mn-Si	60,0	15,0	10,8		
SA 516 Gr60	C-Si	60,0	15,0	10,8		
SA 515 Gr60	C-Si	60,0	15,0	10,8		
SA 515 Gr65	C-Si	65,0	16,3	11,4		
SA 516 Gr65	C-Mn-Si	65,0	16,3	11,4		
SA 515 Gr70	C-Si	70,0	17,5	12,0		
SA 516 Gr70	C-Mn-Si	70,0	17,5	12,0		
SA 299	C-Mn-Si	75,0	18,8	12,0		
B. Chapa de acero de baja aleación						
SA 204A	C-1/2 Mo	65,0	16,3	16,2		
SA 204B	C-1/2 Mo	70,0	17,5	17,5		
SA 204C	C-1/2 Mo	75,0	18,8	18,8		
SA 302A	Mn-1/2 Mo	75,0	18,8	17,7		
SA 302B	Mn-1/2 Mo	80,0	20,0	18,8		
SA 302C	Mn-1/2 Mo-1/2 Ni	80,0	20,0	18,8		
SA 302D	Mn-1/2 Mo-3/4 Ni	80,0	20,0	18,8		
SA 225A	Mn-V	70,0	17,5	14,8		
SA 225B	Mn-V	75,0	18,8	12,0		
SA 202A	1/2 Cr-1 1/4 Mn-Si	75,0	18,8	12,0		
SA 202B	1/2 Cr-1 1/4 Mn-Si	85,0	21,3	12,0		
SA 203A & D	2 1/2 Ni & 3 1/2 Ni	65,0	16,3	11,4		
SA 203B & E	2 1/2 Ni & 3 1/2 Ni	70,0	17,5	12,0		
SA 387 2C1.1	1/2 Cr-1/2 Mo	55,0	13,8	13,5		
SA 387 12C1.1	1 Cr-1/2 Mo	55,0	13,8	13,8		
SA 387 11C1.1	1 1/4 Cr-1/2 Mo-Si	60,0	15,0	14,8		
SA 387 22C1.1	2 1/4 Cr-1 Mo	60,0	15,0	15,0		
SA 387 21C1.1	3 Cr-1 Mo	60,0	15,0	13,9		
SA 387-5	5 Cr-1/2 Mo	60,0	15,0	12,8		
C. Chapa de acero de alta aleación						
			-20 a 100	300	500	700
SA 240-405	12 Cr-1A1	60,0	15,0	13,3	12,9	12,1
SA 240-304	18 Cr-8Ni	75,0	18,8	16,6	15,9	15,9
SA 240-316	16 Cr-12Ni-2 Mo	75,0	18,8	18,4	18,0	16,3
SA 240-321	18 Cr-10Ni-Ti	75,0	18,8	17,3	17,1	15,8
SA 240-347	18 Cr-10Ni-Cb	75,0	18,8	15,5	14,9	14,7

N. del T.: Para pasar de kilopondios/in² a kg/mm², hay que multiplicar por 645,16.

Figura 9.3. Tensiones admisibles típicas para los metales de chapa según el código ASME, Sección II, parte D. (Cortesía de American Society of Mechanical Engineers.)

4.4 Tabla de espesor sugerido para chapa metálica.

REGLAS DE LAS NORMAS CON RELACION A DIFERENTES ESPEORES DE PARED DEL RECIPIENTE								
Esesor de pared, pulg	$\frac{1}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{1}{2}$
Notas aplicables	2, 4, 15 5, 6, 8, 9, 11, 12, 14	2, 4, 15 5, 6, 8, 9, 11, 12, 14	2, 3, 4, 5, 6, 8, 9, 11 12, 14, 15	2, 4, 5, 6, 8, 9, 11, 12, 14	4, 6, 8, 9 11, 12, 14 15	4, 6, 8, 9 11, 12, 14 15	7, 8, 9, 11, 12, 14, 15	7, 8, 9, 11, 12, 14, 15
Esesor de pared, pulg	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{13}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{15}{16}$	1
Notas aplicables	7, 10, 11, 12, 14, 15	7, 10, 11, 12, 14, 15	7, 10, 13, 16, 20	7, 10, 13, 16, 20	7, 10, 13, 16, 20	7, 10, 13, 16, 20	7, 10, 13, 16, 20	7, 10, 13, 16, 20
Esesor de pared, pulg.	$1\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{3}{16}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{5}{16}$	$1\frac{3}{8}$	$1\frac{7}{16}$	$1\frac{1}{2}$ y mayores
Notas aplicables	7, 13, 16, 17, 20	7, 13, 16, 17, 20	7, 13, 16, 17, 20	7, 13, 16, 17, 20, 19, 22	7, 13, 16, 17, 18, 19, 20, 22	7, 13, 16, 17, 18, 19, 20, 22	7, 13, 16, 17, 18, 19, 20, 22	7, 13, 16, 17, 18, 19, 20, 21
<p style="text-align: center;">Notas (Extractos breves de los requisitos de las normas)</p> <ol style="list-style-type: none"> El espesor mínimo de placa para construcción soldada no deberá ser menor de $\frac{1}{16}$ de pulg. El espesor mínimo de cascos y cabezas para servicio en aire comprimido, en vapor de agua o en agua, deberá ser $\frac{3}{32}$ de pulg. La marca del fabricante no deberá ser de estampado profundo por dado. En servicio de aire comprimido, de vapor de agua y de agua deberá dejarse margen por corrosión no menor de $\frac{1}{16}$ del espesor de placa calculado. Las aberturas sencillas soldadas hasta para tubo de 3 pulg, no requieren refuerzo. El espesor mínimo de cascos y cabezas de calderas de vapor no sujetas a fuego directo no deberá ser menor de $\frac{1}{4}$ de pulg. Para juntas longitudinales soldadas es aceptable la unión a traslape de doble filete completo. Las aberturas sencillas soldadas para tubo hasta de 2 pulg, no requieren refuerzo. Es aceptable la junta de traslape de un solo filete con soldaduras de tapón para la sujeción de cabezas no mayores de 24 pulg de diámetro exterior a cascos. Espesor máximo del refuerzo para soldadura a tope: $\frac{3}{32}$ de pulg. Espesor máximo para soldadura a tope: $\frac{1}{8}$ de pulg. Es aceptable la junta a traslape de un solo filete completo con soldaduras de tapón para unión circunferencial. 								
						UG-16 (b)		
						UG-16(b) (6)		
						UG-77 (b)		
						UCS-25		
						UG-36 (c) (3)		
						UG-16 (b) (5)		
						Tabla UW-12		
						UG-36 (c) (3)		
						Tabla UW-12		
						UW-35 (a)		
						UW-35 (a)		
						Tabla UW-12		

REGLAS DE LAS NORMAS CON RELACION A DIFERENTES ESPESORES DE PARED DEL RECIPIENTE (Continuación)	
Notas (Extractos breves de los requisitos de las normas)	
12. Son aceptables las juntas a traslape de un solo filete completo sin soldaduras de tapón para la sujeción de cabezas convexas hacia el lado de presión a los cascos.	Tabla UW-12
13. Las juntas soldadas de recipientes de presión sujetos a fuego directo comprendidas en la Categoría B serán del tipo (1) ó (2). Requieren tratamiento térmico posterior a la soldadura.	UW-2 (d) (1) (2)
14. Es aceptable la junta a tope sencilla soldada sin solera de respaldo para uniones circunferenciales no mayores de 24 pulg de diámetro exterior.	Tabla UW-12
15. Para unión circunferencial son aceptables las juntas a traslape de doble filete completo.	Tabla UW-12
16. No deberán usarse placas de acero que correspondan a las especificaciones SA-36 y SA-283.	UCS-6 (b) (4)
17. El espesor máximo del refuerzo para soldaduras a tope es 3/16 de pulg.	UW-35 (a)
18. Las juntas soldadas a tope en material de clasificación P-I deberán ser radiografiadas totalmente	USC-57
19. El tratamiento térmico posterior a la soldadura de los materiales P-I es forzoso para todas las conexiones y accesorios soldados.	Tabla UCS-56
20. Para uniones circunferenciales o longitudinales se usarán juntas a tope con doble soldadura o juntas a tope con soldadura sencilla y solera de respaldo.	Tabla UW-12
21. Las juntas soldadas a tope hechas de acuerdo con los tipos No. (1) y No. (2) serán examinadas radiográficamente en toda su longitud.	UW-11 (a) (2)
22. El tratamiento térmico posterior a la soldadura de los materiales P-1 no es forzoso siempre que se precaliente el material.	Tabla UCS-56 Nota (2)(a)(b)

4.5 Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería.

Tabla E-1

Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería

Datos de varias fuentes. * Estas propiedades son básicamente similares para todas las aleaciones del material específico

Material	Módulo de elasticidad <i>E</i>		Módulo de rigidez <i>G</i>		Razón de Poisson <i>v</i>	Densidad de peso <i>γ</i>	Densidad de masa <i>ρ</i>	Gravedad específica
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lb/in ³	Mg/m ³	
Aleaciones de aluminio	10.4	71.7	3.9	26.8	0.34	0.10	2.8	2.8
Cobre al berilio	18.5	127.6	7.2	49.4	0.29	0.30	8.3	8.3
Latón, bronce	16.0	110.3	6.0	41.5	0.33	0.31	8.6	8.6
Cobre	17.5	120.7	6.5	44.7	0.35	0.32	8.9	8.9
Hierro, fundido, gris	15.0	103.4	5.9	40.4	0.28	0.26	7.2	7.2
Hierro, fundido, dúctil	24.5	168.9	9.4	65.0	0.30	0.25	6.9	6.9
Hierro, fundido, maleable	25.0	172.4	9.6	66.3	0.30	0.26	7.3	7.3
Aleaciones de magnesio	6.5	44.8	2.4	16.8	0.33	0.07	1.8	1.8
Aleaciones de níquel	30.0	206.8	11.5	79.6	0.30	0.30	8.3	8.3
Acero, carbono	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Acero, aleaciones	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Acero, inoxidable	27.5	189.6	10.7	74.1	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de titanio	16.5	113.8	6.2	42.4	0.34	0.16	4.4	4.4
Aleaciones de zinc	12.0	82.7	4.5	31.1	0.33	0.24	6.6	6.6

*

Propiedades de algunos metales y aleaciones, International Nickel Co., Inc., N.Y.; *Metals Handbook*, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

4.6 Conductividades térmicas de metales.

Metal	Conductividad térmica <i>k</i> [‡]		
	32 °F	64 °F	212 °F
Aluminio	117		119
Antimonio	10.6		9.7
Latón (70% de cobre, 30% de zinc)	56		60
Cadmio		53.7	52.2
Cobre (puro)	224		218
Oro		169.0	170.0
Hierro (fundido)	32		30
Hierro (forjado)		34.9	34.6
Plomo	20		19
Magnesio	92	92	92
Mercurio (líquido)	4.8		
Níquel	36		34
Platino		40.2	41.9
Plata	242		238
Sodio (líquido)			49
Acero (dulce)			26
Acero (1% de carbono)		26.2	25.9
Acero (inoxidable, tipo 304)			9.4
Acero (inoxidable, tipo 316)			9.4
Acero (inoxidable, tipo 347)			9.3
Tántalo		32	
Estaño	36		34
Zinc	65		64

[‡]Basadas en W. H. McAdams, *Heat Transmission*, 3a. ed., McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1954, pp. 445-447.
[‡]*k* = Btu/ft · h · °F. Para convertir a W/m · °C, multiplicar por 1.73073.

4.7 Propiedades de coeficiente de dilatación.

		Temperature, °F														
Material		70	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
Carbon steel C ≤ 0.3%	E	29.4	28.8	28.3	27.9	27.3	26.5	25.5	24.2	22.5	20.4	18.0				
	α	6.4	6.7	6.9	7.1	7.3	7.4	7.6	7.8	7.9	8.1	8.2	8.3	8.4		
	F _y	38.0	34.8	33.6	32.5	31.0	29.1	27.2	25.5	24.0	22.6					
Chrome moly 1/2 - 2Cr steels	E	29.6	29.0	28.5	28.0	27.4	26.9	26.2	25.6	24.8	23.9	23.0	21.8	20.5	18.9	
	α	6.4	6.7	6.9	7.1	7.3	7.4	7.6	7.8	7.9	8.1	8.2	8.3	8.4		
	F _y	45.0	41.5	39.5	37.9	36.5	35.3	34.0	32.5	30.6	28.2					
Chrome moly 2 1/4 - 3Cr steels	E	30.6	29.9	29.4	28.8	28.3	27.7	27.0	26.3	25.6	24.7	23.7	22.5	21.1	19.4	
	α	6.4	6.7	6.9	7.1	7.3	7.4	7.6	7.8	7.9	8.1	8.2	8.3	8.4		
	F _y	45.0	41.2	39.4	38.1	37.3	36.5	35.6	34.3	32.4	29.7					
Chrome moly 5 - 9Cr steels	E	31.0	30.3	29.7	29.2	28.6	28.1	27.5	26.9	26.2	25.4	24.4	23.3	22.0	20.5	
	α	6.4	6.7	6.9	7.0	7.1	7.2	7.2	7.3	7.4	7.5	7.6	7.6	7.7	7.8	
	F _y	45.0	40.7	39.2	38.7	38.4	37.8	36.7	34.6	31.6	27.7					
High chrome moly 12 - 17 steels	E	29.2	28.4	27.9	27.3	26.8	26.2	25.5	24.5	23.2	21.5	19.2	16.5			
	α	5.9	6.2	6.3	6.4	6.5	6.5	6.6	6.7	6.7	6.8	6.8	6.9	6.9	7.0	7.0
	F _y	25.0	23.0	22.2	21.8	21.5	21.0	20.2	18.9	16.9	14.4					
Austenitic stainless steel	E	28.3	27.5	27.0	26.4	25.9	25.3	24.8	24.1	23.5	22.8	22.0	21.2	20.3	19.2	18.1
	α	8.5	8.9	9.2	9.5	9.7	9.9	10.0	10.1	10.2	10.3	10.4	10.6	10.7	10.8	10.8
	F _y	30.0	25.0	22.4	20.7	19.4	18.4	17.6	16.9	16.2	15.5					
Inconel 600	E	31.0	30.3	29.9	29.4	29.0	28.6	28.1	27.6	27.1	26.5	25.9	25.3	24.6	23.9	23.1
	α	6.8	7.1	7.3	7.5	7.6	7.8	7.9	8.0	8.2	8.3	8.4	8.6	8.7	8.9	9.0
	F _y	35.0	32.0	31.2	30.7	30.3	29.9	29.4	28.7	27.3						
Incoloy 800	E	28.5	27.9	27.5	27.1	26.7	26.2	25.8	25.4	24.9	24.4	23.8	23.2	22.6	21.9	21.2
	α	7.9	8.4	8.6	8.8	8.9	9.0	9.1	9.2	9.3	9.4	9.5	9.6	9.7	9.8	10.0
	F _y	30.0	27.7	26.6	25.8	25.1	24.5	23.8	23.2	22.7	22.1					

Notes:

1. Nomenclature and units are as follows:

E = modulus of elasticity, 10^6 psi

α = mean coefficient of thermal expansion from 70°F, in/in/°F

F_y = minimum specified yield strength, ksi

2. α and F_y are for the following grades:

Carbon steel C ≤ 0.3% = SA-516-70

Chrome moly 1/2 - 2Cr steels = SA-387-11-2

Chrome moly 2 1/4 - 3Cr steels = SA-387-22-2

Chrome moly 5 - 9Cr steels = SA-387-5-2

High chrome moly 12 - 17 steels = SA-240-405

Austenitic stainless steel = SA-240-304

Inconel 600 = SB-168

Incoloy 800 = SB-409










Source: ASME Section II, Part D







4.8 Datos de tubería de acero

Diámetro	Diámetro	Número	Diámetro	Área	de	Surface Per Lin pie, pie ²		Peso por
						Exterior	Interior	
1/8	0.405	40†	0.269	0.058		0.106	0.070	0.25
		80‡	0.215	0.036		0.106	0.056	0.32
1/4	0.540	40	0.364	0.104		0.141	0.095	0.43
		80	0.302	0.072		0.141	0.079	0.54
3/8	0.675	40	0.493	0.192		0.177	0.129	0.57
		80	0.423	0.141		0.177	0.111	0.74
1/2	0.840	40	0.622	0.304		0.220	0.163	0.85
		80	0.546	0.235		0.220	0.143	1.09
3/4	1.05	40	0.824	0.534		0.275	0.216	1.13
		80	0.742	0.432		0.275	0.194	1.48
1	1.32	40	1.049	0.864		0.344	0.274	1.68
		80	0.957	0.718		0.344	0.250	2.17
1 1/4	1.66	40	1.380	1.50		0.435	0.362	2.28
		80	1.278	1.28		0.435	0.335	3.00
1 1/2	1.90	40	1.610	2.04		0.498	0.422	2.72
		80	1.500	1.76		0.498	0.393	3.64
2	2.38	40	2.067	3.35		0.622	0.542	3.66
		80	1.939	2.95		0.622	0.508	5.03
2 1/2	2.88	40	2.469	4.79		0.753	0.647	5.80
		80	2.323	4.23		0.753	0.609	7.67
3	3.50	40	3.068	7.38		0.917	0.804	7.58
		80	2.900	6.61		0.917	0.760	10.3
4	4.50	40	4.026	12.7		1.178	1.055	10.8
		80	3.826	11.5		1.178	1.002	15.0
6	6.625	40	6.065	28.9		1.734	1.590	19.0

<p>†Schedule 40 designates former “standard” pipe.</p> <p>‡Schedule 80 designates former “extra-strong” pipe.</p>	
---	--

4.9 Descripción de materiales.

DESCRIPCION DE MATERIALES			
<p>Al describir los diversos componentes y partes de los recipientes en dibujos y listas de materiales se aconseja seguir un método estándar. Para tal fin se recomienda emplear las abreviaturas ampliamente aceptadas que se presentan en las secuencias que siguen. Al ordenar materiales deben observarse los requisitos de los fabricantes.</p>			
	PARTE	DESCRIPCION	ESPECIFICACION DEL MATERIAL
	BARRA	Barra 2 x 1/4 x 3' - 6 Barra 3/4 ϕ x 2' - 0 Barra 1 ϕ x 3' - 0	SA-7
	PERNO	T.M. 3/4 ϕ x 2-1/2 Cab. H. c/(1) T. cuad. Perno 1 ϕ x 5-1/2, c/(2) T.h	perno SA-193 B7 tuerca SA-194 2H
	TAPA	Tapa Estd. 8"	
	COPLE roscado	Cople 1" -6000 # Cople 2" -3000 # Medio cople 1" -6000 # Cople largo 1" -6000 #, 4 1/2 Lg	SA-105
	CODO soldable	Codo Est. R.L. 6" - 90° Codo R.C. Ref. 4", 45° Codo red. Est. 6" x 4", R.L	SA-234 WPB
	BRIDA	Brida RF. So. 4" - 300 # Brida RF. Wn. 6" - 150 # Orif. Est. Brida RTJ. Wn. 6" - 600 # Orif. Ref. Brida FF. So. 3" - 150 # Brida RF. Bld. 8" - 150 #	SA-181 1
	Accesorio Forjado Roscado DE RECEP-TACULO SOLDABLE	Codo Rosc. 1" - 6000 # 90° Codo calle Rosc. 1" - 3000 # 90° Cople S.W. 2" - 3000 # Tapón cabeza Cuad. 1" - 3000 # Te Rosc. 2" - 6000 # Codo S. W. 2" - 3000 # 45°	SA-105
	EMPAQUE	Empaque hoja serv. 150 # 1/16" Relleno con ASB enrollado en espiral, 300 #	ASB.
	CABEZA	Cab. elip. 2:1, 2" S.F., 48" DI x 0.375 mín. Cab. 2 S.F., ASME F & D, 48" DE x 0.500" mín. L = 48" r = 3" Cab. Hemis. 54" DI x 0.375" mín.	SA-285 C SA-515-70 SA-516-70

DESCRIPCION DE LOS MATERIALES (Continuación)			
	Cuello soldable largo	CSL RF. 18" - 300	SA-181 I
	TUBO	Tubo Est. 6" x 2' - 1" Tubo Ref. 8" x 1' - 6½" Tubo S. 160, 4" x 2' - 4" Tubo 0.438" pared, 24" x 1' - 0	SA-53 B
	PLACA	P _L 96" x 3/8 x 12' - 6" P _L 24" DE x 1/2" x 18" DI P _L 18" DE x 1½"	SA-285 C
	REDUCCION Soldable	Reducción Conc. Est. 6" x 4" Reducción Exc. X Ref. 8" x 6"	SA-234 WPB
	CODO Soldable	Codo de 180° gran radio Est. 6" Codo de 180° R.C Ref. -4	SA-234 WPB
	TE Soldable	Te Est. - 4" Te Red. Ref. 6" x 6" x 4"	SA-234 WPB

4.10 Propiedades del acero al carbono

PROPIEDADES DE LOS MATERIALES ACERO AL CARBONO Y DE BAJO CONTENIDO DE ELEMENTOS DE ALEACION*				
Forma	Composición nominal	Especificación		APLICACION
		Número	Grado	
Placa	C	SA-283	C	Calidad estructural. Para recipientes a presión puede usarse con limitaciones; ver nota 1
	C	SA-285	C	Calderas para servicio estacionario y otros recipientes a presión
	C - Si	SA-515	55	Principalmente para servicio a temperaturas media y alta
	C - Si	SA-515	60	— " —
	C - Si	SA-515	65	— " —
	C - Si	SA-515	70	— " —
	C - Si	SA-516	55	Para servicio a temperaturas moderada y baja
	C - Si	SA-516	60	— " —
	C - Mn - Si	SA-516	65	— " —
	C - Mn - Si	SA-516	70	— " —
Bridas y accesorios	C - Mn - Si	SA-105		Para servicio a alta temperatura
	C - Si	SA-181	I	Para servicio general
	C - Mn	SA-350	LF1	Para servicio a baja temperatura
	C - Mn - Si		LF2	
Tubería	C - Mn	SA-53	B	Para servicio general
	C - Mn	SA-106	B	Para servicio a alta temperatura
Tornillería	1Cr-1/5 Mo.	SA-193	B7	Para servicio a alta temperatura; tornillos pasantes de 2 1/2 pulg de diámetro o menos
		SA-194	2H	Para tuercas para servicio a alta temperatura
		SA-307	B	Tornillo de máquina para uso general

* Datos de los materiales de uso más frecuentes tomados de las normas ASME, secciones II y VIII.

[illegible]

PROPIEDADES DE LOS MATERIALES (Continuación)

NOTAS:

1. La placa SA-283 ABCD puede usarse para partes de presión en recipientes sujetos a presión siempre que se cumplan todos los requisitos siguientes:
 - 1) Que los recipientes no se usen para contener sustancias letales, sean líquidas o gaseosas.
 - 2) Que el material no se utilice en la construcción de calderas de vapor sin fuego directo (ver párrafo U-1 (g)).
 - 3) Que la temperatura de aplicación del material esté comprendida entre -20°F y 650°F.
 - 4) Para cascos, cabezas y boquillas, sólo se use si el espesor de las placas en las que se aplique soldadura de resistencia no exceda de 5/8 de pulg.
2. Para temperaturas de servicio superiores a 850°F se recomienda usar aceros muertos que contengan no menos de 0.10% de silicio residual. Los aceros muertos que han sido deoxidados con grandes cantidades de aluminio y los aceros rebordados pueden tener propiedades de escurrimiento plástico y ruptura por esfuerzo en el intervalo de temperatura superior a los 850°F, un poco inferiores a las que se han tomado como base para los valores de la tabla.
3. Por exposición prolongada a temperaturas superiores aproximadas de 800°F, la fase de carburo del acero al carbono puede convertirse en grafito.
4. Arriba de 850°F se utilizará sólo acero muerto.
5. No se permite arriba de 450°F; valor de esfuerzo permitido 7000 lb/pulg².
6. No se usará el material en espesores mayores de 2 pulg.
7. Para tubo soldado los valores máximos de esfuerzo permitido son 15% menores. No se tolerará ningún incremento en estos valores de esfuerzo por haberse efectuado radiografía.
8. Los valores de esfuerzo a usar para temperaturas inferiores a -20°F cuando los aceros cumplan con el suplemento (5) SA-20, serán los que se dan en la columna de -20 a 650°F.

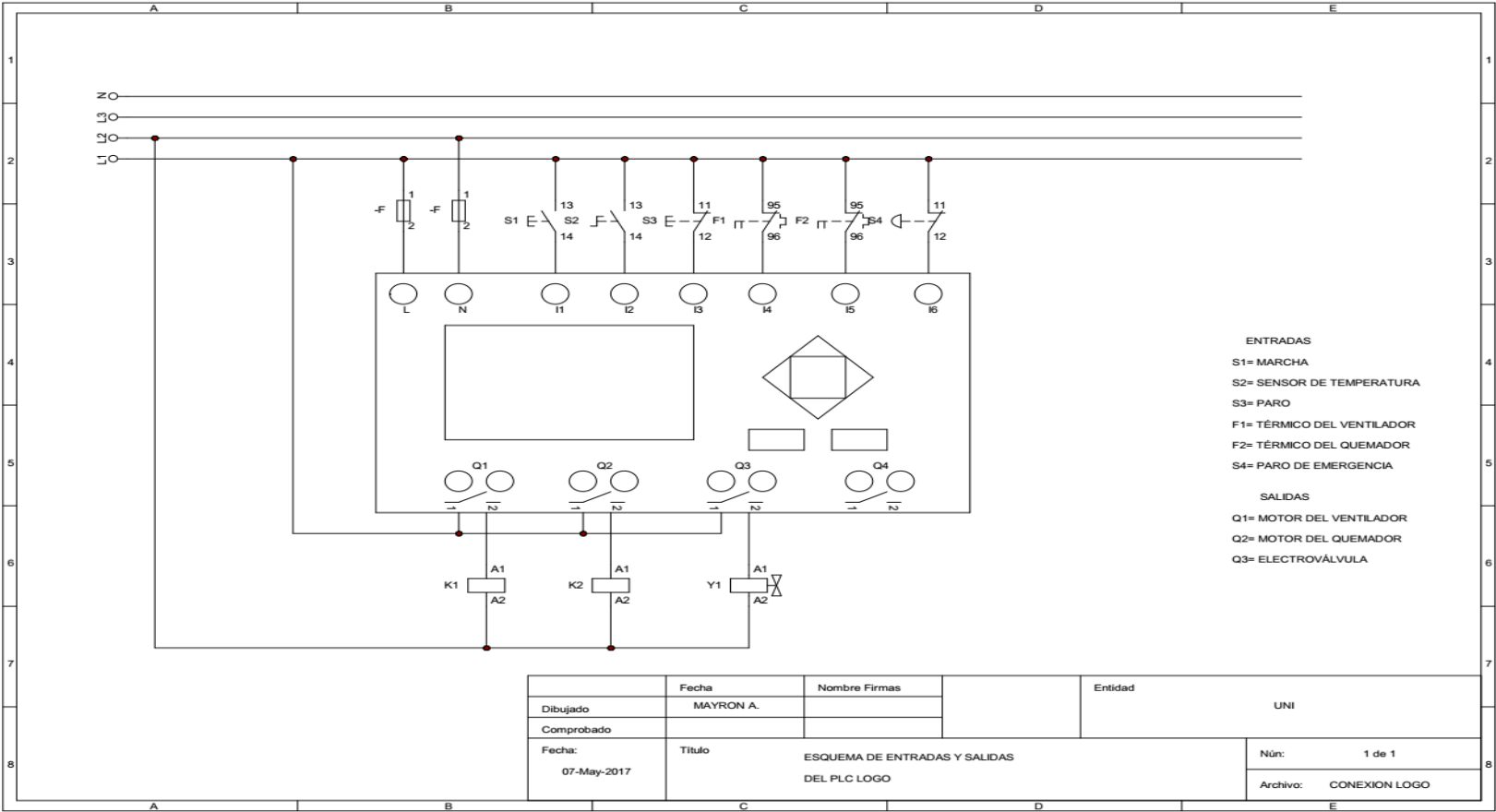
MODULO DE ELASTICIDAD PARA MATERIALES FERROSOS

Material	Millones de lb/pulg ² , para temperatura F, de										
	70	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100
Aceros al carbono con C ≤ 0.30%	29.5	28.8	28.3	27.7	27.3	26.7	25.5	24.2	22.4	20.4	18.0
Aceros al carbono con C < 0.30%	29.3	28.6	28.1	27.5	27.1	26.5	25.3	24.0	22.3	20.2	17.9
Aceros con alto contenido de elementos de aleación	28.3	27.6	27.0	26.5	25.8	25.3	24.8	24.1	23.5	22.8	22.1

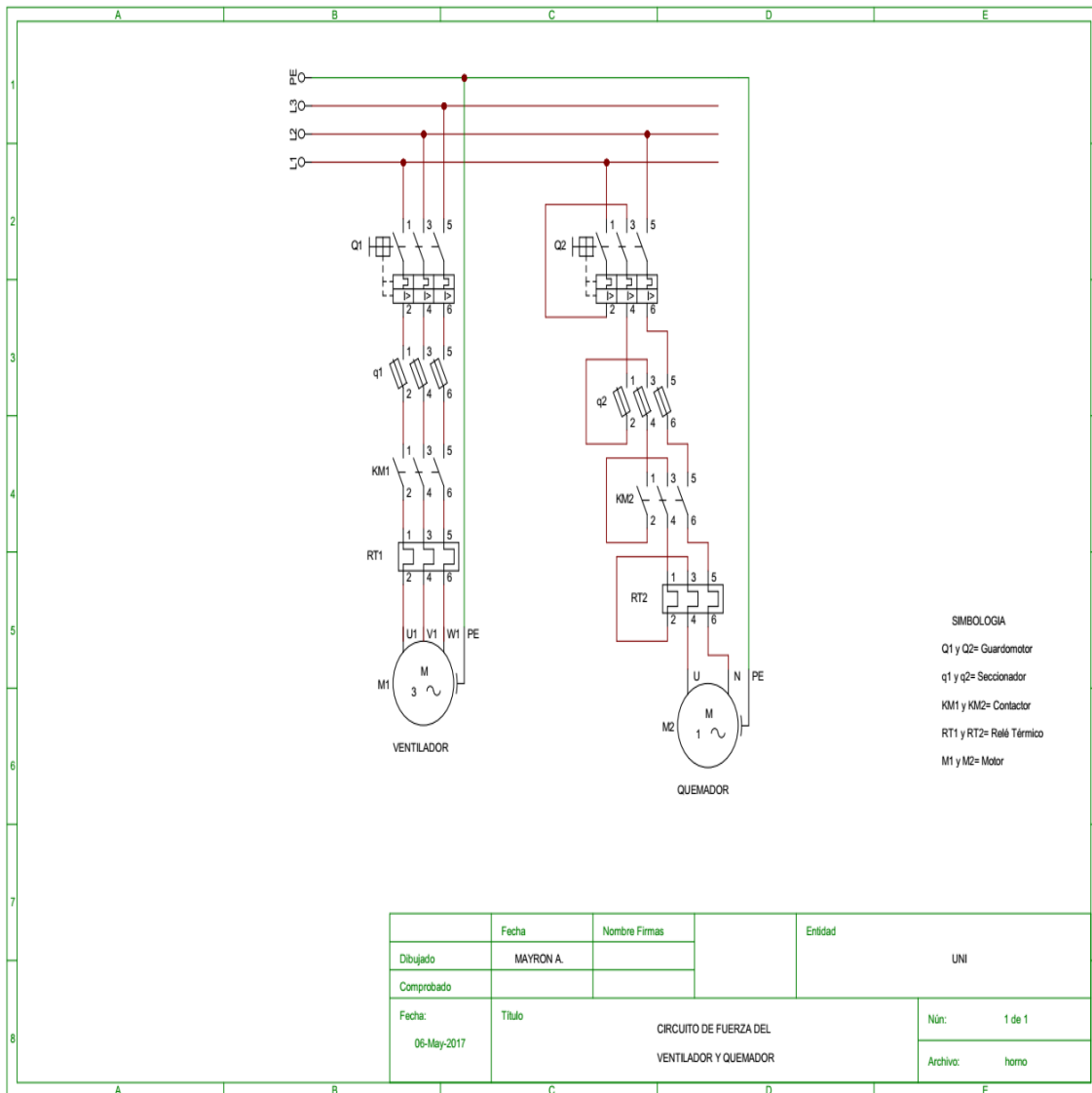
Los valores en las Gráficas de Presión Externa son sólo para calcular dicha presión.

Anexo 5. Diagramas eléctricos del horno

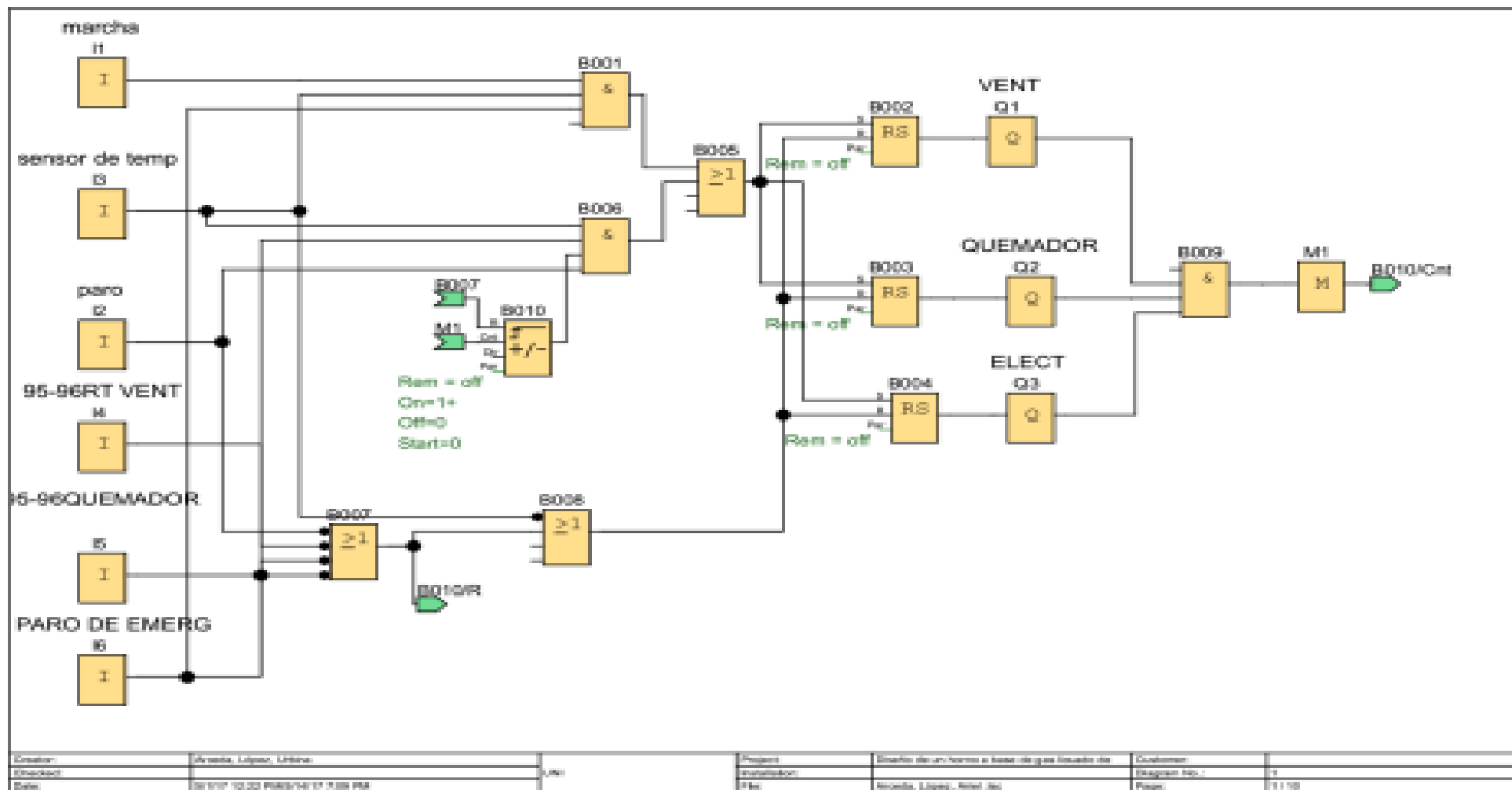
5.1 Representación esquemática de las entradas y salidas del controlador lógico programable (PLC)

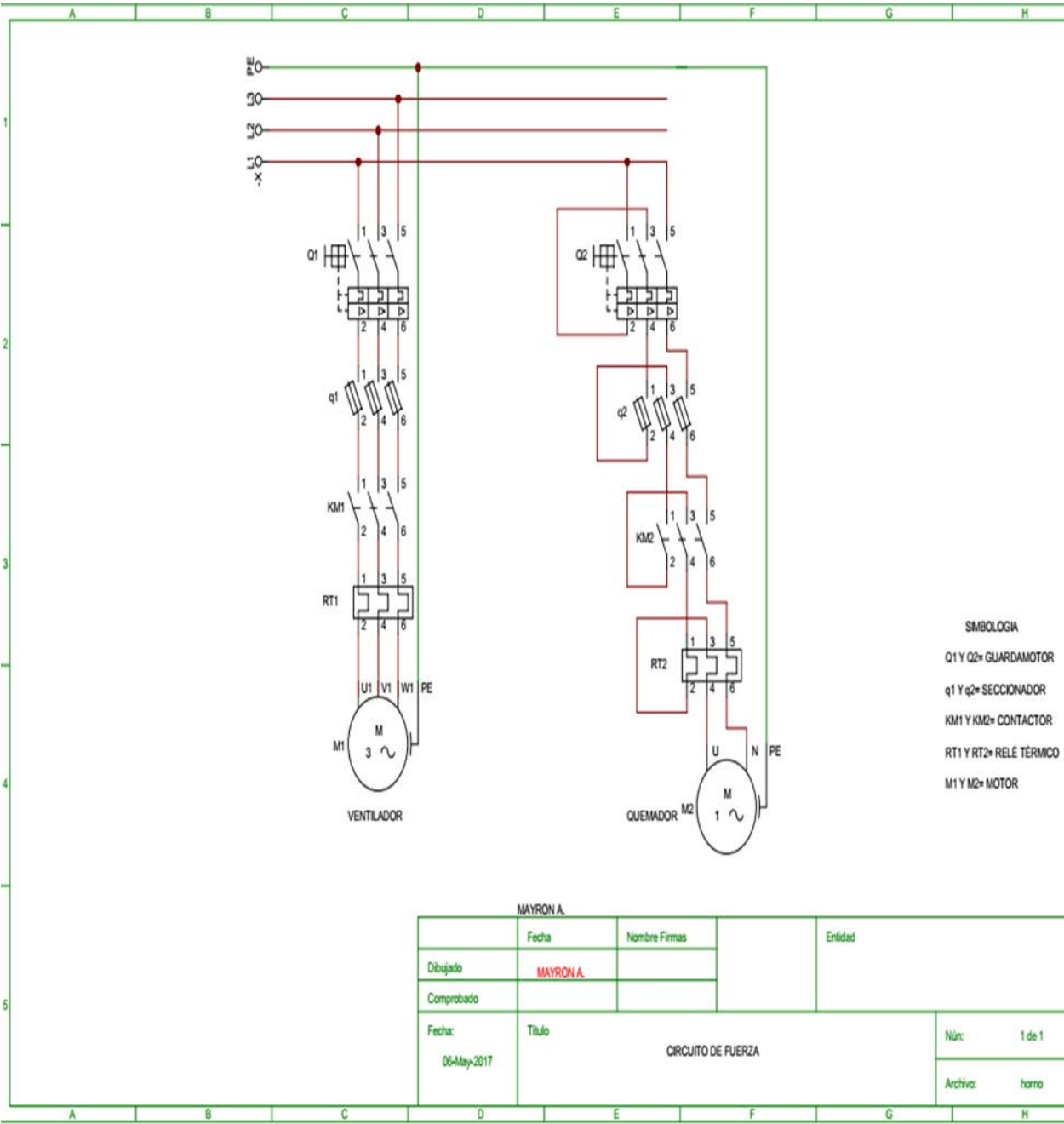


5.2 Circuito de fuerza del ventilador y el quemador



5.3 Programación del circuito interno del PLC en el programa LOGO! soft Confort





Anexo 6. Tablas de resultado para el balance térmico

6.1 Cálculo de la temperatura de la llama para generar la carga térmica

File: Cálculo de la temperatura de la llama para generar la carga térmica del
EES Ver. 8.263: #91: Educational version distributed by McGraw-Hill

13/01/2017 12:23:11 a. m. Page 1

$$F = a_2 + b_2 \cdot \phi + c_2 \cdot \phi^2$$

$$Z_2 = \frac{A_w}{A_{cp}}$$

$$a_2 = 0.00064 + 0.0591 \cdot Z_2 + 0.00101 \cdot Z_2^2$$

$$b_2 = 1.0256 + 0.4908 \cdot Z_2 + 0.058 \cdot Z_2^2$$

$$c_2 = -0.144 - 0.552 \cdot Z_2 + 0.04 \cdot Z_2^2$$

$$A_w = 184$$

$$A_{cp} = 91.63$$

$$\phi = a_1 + b_1 \cdot PL + c_1 \cdot PL^2$$

$$Z_1 = \frac{T_g + 460}{1000}$$

$$a_1 = 0.47916 - 0.19847 \cdot Z_1 + 0.022569 \cdot Z_1^2$$

$$b_1 = 0.047029 + 0.0699 \cdot Z_1 - 0.011528 \cdot Z_1^2$$

$$c_1 = 0.000803 - 0.00726 \cdot Z_1 + 0.001597 \cdot Z_1^2$$

$$PL = 1.762$$

$$\frac{Q_g}{Q_{rfs}} = \left[\frac{T_g}{1000 - 0.1} \right] \cdot \left[a + b \cdot \left(\frac{T_g}{1000 - 0.1} \right) \right]$$

$$a = 0.22048 - 0.35027 \cdot Z + 0.92344 \cdot Z^2$$

$$b = 0.016086 + 0.29393 \cdot Z - 0.48139 \cdot Z^2$$

$$Z = 0.15$$

$$\frac{Q_{rfs}}{A_{cp} \cdot F} \cdot \left[1 - 0.02 - \frac{Q_g}{Q_{rfs}} \right] = 1730 \cdot \left[\left(\frac{T_g + 460}{1000} \right)^4 - \left(\frac{T_t + 460}{1000} \right)^4 \right] + 7 \cdot [T_g - T_t]$$

$$Q_{rfs} = 1.32284 \times 10^6$$

$$T_t = 253.5$$

SOLUTION

Unit Settings: [F]/[atm]/[lbm]/[degrees]

$$a = 0.1887$$

$$a_2 = 0.1234$$

$$A_w = 184 \text{ [ft}^2\text{]}$$

$$b_1 = 0.1237$$

$$c_1 = -0.006335$$

$$F = 0.8982$$

$$a_1 = 0.2404$$

$$A_{cp} = 91.63 \text{ [ft}^2\text{]}$$

$$b = 0.04934$$

$$b_2 = 2.245$$

$$c_2 = -1.091$$

$$\phi = 0.4387$$

File:Cálculo de la temperatura de la llama para generar la carga térmica del
EES Ver. 8.263: #91: Educational version distributed by McGraw-Hill

13/01/2017 12:23:12 a. m. Page 2

PL = 1.762 [ft.atm]
Q_{ris} = 1.323E+06 [Btu/hr]
T_t = 253.5 [°F]
Z₁ = 1.438

Q_g = 306682 [Btu/hr]
T_g = 978.2 [°F]
Z = 0.15 [°F]
Z₂ = 2.008

No unit problems were detected.

6.2 Comprobación de la carga térmica según la temperatura de la llama encontrada

File:Comprobación de la carga térmica para el fluido de proceso según la tem
EES Ver. 8.263: #91: Educational version distributed by McGraw-Hill

13/01/2017 12:52:14 a. m. Page 1

A_{cp} = 91.63

F = 0.8982

T_g = 978.2

T_t = 253.5

$$Q_r = A_{cp} \cdot F \cdot \left[1730 \cdot \left(\left[\frac{T_g + 460}{1000} \right]^4 - \left[\frac{T_t + 460}{1000} \right]^4 \right) + 7 \cdot (T_g - T_t) \right]$$

SOLUTION

Unit Settings: [F]/[psia]/[lbm]/[degrees]

A_{cp} = 91.63 [ft²]

F = 0.8982

T_g = 978.2 [°F]

T_t = 253.5 [°F]

Q_r = 989773 [Btu/hr]

No unit problems were detected.

Anexo 7. Tablas de resultado para el sistema de tuberías

7.1 Cálculo para la estimación del diámetro de tubería del aire del fluido de proceso

File: Cálculo para la estimación del diámetro de tubería del fluido de proceso
EES Ver. 8.263: #91: Educational version distributed by McGraw-Hill

12/01/2017 01:56:10 p. m. Page 1

$$Q_r = 992132$$

$$T_e = 230$$

$$T_i = 77$$

$$\rho = 0.0647025$$

$$C_p = 0.2406$$

$$m_t = \rho \cdot V_t$$

$$V_t = 2 \cdot V$$

$$V = A_c \cdot v_{air}$$

$$V_t = \frac{Q_r}{2 \cdot \rho \cdot C_p \cdot [T_e - T_i]}$$

$$D = \left[\frac{4 \cdot A_c}{\pi} \right]^{1/2} \cdot 12$$

$$v_{airfpsecond} = \frac{v_{air}}{3600}$$

$$v_{airmpsecond} = \frac{v_{airfpsecond}}{3.28084}$$

$$m = \frac{m_t}{2}$$

Parametric Table: Cálculo para la estimación del diámetro de tubería del fluido de proceso

	Vt	Qr	Cp	p	Te	Ti	D	Ac	mt	m
	[ft ³ /hr]	[Btu/hr]	[Btu/lb _m ·R]	[lb _m /ft ³]	[°F]	[°F]	[in]	[ft ²]	[lb _m /hr]	[lb _m /ft ³]
Run 1	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	16.28	1.446	13476	6738
Run 2	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	15.89	1.377	13476	6738
Run 3	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	15.53	1.315	13476	6738
Run 4	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	15.19	1.258	13476	6738
Run 5	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	14.87	1.205	13476	6738
Run 6	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	14.57	1.157	13476	6738
Run 7	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	14.28	1.113	13476	6738
Run 8	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	14.02	1.071	13476	6738
Run 9	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	13.76	1.033	13476	6738
Run 10	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	13.52	0.9975	13476	6738
Run 11	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	13.3	0.9642	13476	6738
Run 12	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	13.08	0.9331	13476	6738
Run 13	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	12.87	0.904	13476	6738
Run 14	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	12.68	0.8766	13476	6738
Run 15	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	12.49	0.8508	13476	6738
Run 16	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	12.31	0.8265	13476	6738
Run 17	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	12.14	0.8035	13476	6738
Run 18	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	11.97	0.7818	13476	6738
Run 19	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	11.81	0.7612	13476	6738
Run 20	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	11.66	0.7417	13476	6738
Run 21	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	11.51	0.7232	13476	6738
Run 22	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	11.37	0.7055	13476	6738
Run 23	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	11.24	0.6887	13476	6738
Run 24	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	11.11	0.6727	13476	6738
Run 25	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	10.98	0.6574	13476	6738
Run 26	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	10.86	0.6428	13476	6738
Run 27	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	10.74	0.6288	13476	6738
Run 28	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	10.62	0.6155	13476	6738
Run 29	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	10.51	0.6026	13476	6738
Run 30	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	10.4	0.5903	13476	6738
Run 31	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	10.3	0.5785	13476	6738
Run 32	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	10.2	0.5672	13476	6738
Run 33	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	10.1	0.5563	13476	6738
Run 34	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	10	0.5458	13476	6738
Run 35	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	9.91	0.5357	13476	6738
Run 36	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	9.82	0.5259	13476	6738
Run 37	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	9.732	0.5165	13476	6738
Run 38	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	9.646	0.5075	13476	6738
Run 39	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	9.563	0.4987	13476	6738
Run 40	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	9.481	0.4903	13476	6738
Run 41	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	9.402	0.4821	13476	6738
Run 42	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	9.324	0.4742	13476	6738
Run 43	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	9.249	0.4666	13476	6738
Run 44	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	9.175	0.4592	13476	6738
Run 45	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	9.103	0.452	13476	6738
Run 46	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	9.033	0.445	13476	6738
Run 47	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	8.964	0.4383	13476	6738
Run 48	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	8.897	0.4317	13476	6738
Run 49	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	8.831	0.4254	13476	6738
Run 50	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	8.767	0.4192	13476	6738
Run 51	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	8.704	0.4132	13476	6738

Parametric Table: Cálculo para la estimación del diámetro de tubería del fluido de proceso

	Vt	Qr	Cp	ρ	Te	Ti	D	Ac	mt	m
	[ft ³ /hr]	[Btu/hr]	[Btu/lb _m ·R]	[lb _m /ft ³]	[°F]	[°F]	[in]	[ft ²]	[lb _m /hr]	[lb _m /hr]
Run 52	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	8.643	0.4074	13476	6738
Run 53	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	8.583	0.4018	13476	6738
Run 54	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	8.524	0.3963	13476	6738
Run 55	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	8.466	0.3909	13476	6738
Run 56	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	8.409	0.3857	13476	6738
Run 57	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	8.354	0.3806	13476	6738
Run 58	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	8.299	0.3757	13476	6738
Run 59	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	8.246	0.3709	13476	6738
Run 60	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	8.194	0.3662	13476	6738
Run 61	208272	992132	0.2406	0.0647	230	77	8.142	0.3616	13476	6738

Parametric Table: Cálculo para la estimación del diámetro de tubería del fluido de proceso

	V	vair	vairftpsecond	vairmpsecond
	[ft ³ /hr]	[ft/hr]	[ft/s]	[m/s]
Run 1	104136	72000	20	6.096
Run 2	104136	75600	21	6.401
Run 3	104136	79200	22	6.706
Run 4	104136	82800	23	7.01
Run 5	104136	86400	24	7.315
Run 6	104136	90000	25	7.62
Run 7	104136	93600	26	7.925
Run 8	104136	97200	27	8.23
Run 9	104136	100800	28	8.534
Run 10	104136	104400	29	8.839
Run 11	104136	108000	30	9.144
Run 12	104136	111600	31	9.449
Run 13	104136	115200	32	9.754
Run 14	104136	118800	33	10.06
Run 15	104136	122400	34	10.36
Run 16	104136	126000	35	10.67
Run 17	104136	129600	36	10.97
Run 18	104136	133200	37	11.28
Run 19	104136	136800	38	11.58
Run 20	104136	140400	39	11.89
Run 21	104136	144000	40	12.19
Run 22	104136	147600	41	12.5
Run 23	104136	151200	42	12.8
Run 24	104136	154800	43	13.11
Run 25	104136	158400	44	13.41
Run 26	104136	162000	45	13.72
Run 27	104136	165600	46	14.02
Run 28	104136	169200	47	14.33
Run 29	104136	172800	48	14.63
Run 30	104136	176400	49	14.94
Run 31	104136	180000	50	15.24
Run 32	104136	183600	51	15.54
Run 33	104136	187200	52	15.85
Run 34	104136	190800	53	16.15
Run 35	104136	194400	54	16.46
Run 36	104136	198000	55	16.76
Run 37	104136	201600	56	17.07

Parametric Table: Cálculo para la estimación del diámetro de tubería del fluido de proceso

	V	vair	vairftpsecond	vairmpsecond
	[ft ³ /hr]	[ft/hr]	[ft/s]	[m/s]
Run 38	104136	205200	57	17.37
Run 39	104136	208800	58	17.68
Run 40	104136	212400	59	17.98
Run 41	104136	216000	60	18.29
Run 42	104136	219600	61	18.59
Run 43	104136	223200	62	18.9
Run 44	104136	226800	63	19.2
Run 45	104136	230400	64	19.51
Run 46	104136	234000	65	19.81
Run 47	104136	237600	66	20.12
Run 48	104136	241200	67	20.42
Run 49	104136	244800	68	20.73
Run 50	104136	248400	69	21.03
Run 51	104136	252000	70	21.34
Run 52	104136	255600	71	21.64
Run 53	104136	259200	72	21.95
Run 54	104136	262800	73	22.25
Run 55	104136	266400	74	22.56
Run 56	104136	270000	75	22.86
Run 57	104136	273600	76	23.16
Run 58	104136	277200	77	23.47
Run 59	104136	280800	78	23.77
Run 60	104136	284400	79	24.08
Run 61	104136	288000	80	24.38

7.2 Cálculo de los flujos por unidad de tiempo del fluido de proceso

File: Cálculo de los flujos por unidad de tiempo del fluido de proceso.EES
EES Ver. 8.263: #91: Educational version distributed by McGraw-Hill

12/01/2017 06:39:44 p. m. Page 1

$$Q_r = 992132$$

$$T_e = 230$$

$$T_i = 77$$

$$\rho = 0.0647025$$

$$C_p = 0.2406$$

$$m_t = \rho \cdot V_t$$

$$V_t = 2 \cdot V$$

$$V = A_c \cdot v_{air}$$

$$V_t = \frac{Q_r}{2 \cdot \rho \cdot C_p \cdot [T_e - T_i]}$$

$$A_c = \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

$$D = \frac{7.981}{12}$$

$$v_{airftsecond} = \frac{v_{air}}{3600}$$

$$v_{airmpsecond} = \frac{v_{airftsecond}}{3.28084}$$

$$m = \frac{m_t}{2}$$

SOLUTION

Unit Settings: [F]/[psia]/[lbm]/[degrees]

$$A_c = 0.3474 \text{ [ft}^2\text{]}$$

$$m = 6738 \text{ [lb}_m\text{/hr]}$$

$$\rho = 0.0647 \text{ [lb}_m\text{/ft}^3\text{]}$$

$$V = 104136 \text{ [ft}^3\text{/hr]}$$

$$v_{airmpsecond} = 25.38 \text{ [m/s]}$$

$$C_p = 0.2406 \text{ [Btu/lb}_m\text{·R]}$$

$$m_t = 13476 \text{ [lb}_m\text{/hr]}$$

$$T_e = 230 \text{ [°F]}$$

$$v_{air} = 299750 \text{ [ft/hr]}$$

$$V_t = 208272 \text{ [ft}^3\text{/hr]}$$

$$D = 0.6651 \text{ [ft]}$$

$$Q_r = 992132 \text{ [Btu/hr]}$$

$$T_i = 77 \text{ [°F]}$$

$$v_{airftsecond} = 83.26 \text{ [ft/s]}$$

No unit problems were detected.

Tabla de resultado para el cálculo de pérdida en la tubería del fluido de proceso en la zona de transferencia de calor.										
Datos del sistema para la zona de transferencia de calor.										
Flujo volumétrico total	Flujo volumétrico rama B	Flujo volumétrico rama C	Propiedades del fluido de proceso según la tabla () a temperatura promedio de(), Vea la tabla ()							
Nota: La geometría del serpentín de la tubería de transferencia de calor es simétrica; solo evalúa una parte de esta sietria y luego por 2 para obtener el valor total de esta										
Datos para el cálculo de pérdidas en la tubería de la zona de transferencia de calor:										
Díametro de nominal <i>in</i>	Díametro interno <i>D</i> <i>in</i>	Rugosidad ϵ <i>ft</i>	Longitud <i>L</i> <i>ft</i>	Área <i>A</i> <i>ft</i> ²	Relación D/ϵ Adimensional	Relación L/D Adimensional	Velocidad de flujo <i>v</i> <i>ft/s</i>	Carga de velocidad <i>ft</i>	Número de Reynolds <i>R_e</i> Adimensional	Factor de fricción ζ Adimensional
8	7.981	0.00015	7	0.347409757	4433.888889	10.52499687	83.26	107.6432857	261361.0967	0.016503026
Pérdidas primarias en la tubería de transferencia de calor										
Nombre de la tubería	Cantidad de tubos	Pérdida primaria H_{rp}		Vease tabla (2.7) para datos de factor de fricción y tabla (2.6) para el coeficiente de resistencia en accesorios						
	10	186.9702479								
Total de pérdida primaria		186.9702479								
Pérdidas secundarias en la tubería de transferencia de calor										
Nombre del accesorio	Cantida de accesorio	Pérdida secundaria H_{rs}		Vease tabla (2.7) para datos de factor de fricción y tabla (2.6) para el coeficiente de resistencia en accesorios						
Vuelta cerrada en retorno	8	602.8024								
Codos de 90°	4	180.84072								
Total de pérdida secundaria		783.64312								
Pérdida de carga total en la zona de transferencia de calor		Pérdida total $H_r = H_{rp} + H_{rs}$								
Total de pérdida primaria		186.9702479								
Total de pérdida secundaria		783.64312								
Pérdida total		970.6133679								

7.5 Pérdidas menores en el sistema de tubería exterior al horno


Accesorios	Coefficiente de resistencia	Pérdidas locales
Dos codos	$K=20f_T$; $K=0.42$	$h_{A1}=0.6544\text{m}$
Una válvula de mariposa	$K=45f_T$; $K=0.63$	$h_{A2}=0.0265\text{m}$
Estrechamiento 1	$k_2=0.1338$;	$h_{A4}=0.1042\text{m}$
Estrechamiento 2	$k_2=0.18$;	$h_{A3}=0.1402\text{m}$
Deshumidificador	Se calculó según la variación de presión $\Delta P = 50\text{N/m}^2$	$h_{A5}=4.3047\text{m}$
Pérdidas totales menores		
$h_{\text{menor total}} [k_L(V^2/2g)] = h_{A1} + h_{A2} + h_{A3} + h_{A4} + h_{A5} = 5.23\text{m}$		

7.6 Pérdidas mayores en el sistema de tubería exterior al horno

Pérdidas mayores o por longitud	Equivalencia en metros
$h_{l,\text{mayor total}} =$	$f(L/d)(V^2/2g)$
$h_{l1} =$	9.663×10^{-6}
$h_{l2} =$	8.273×10^{-6}
$h_{l3} =$	5.752×10^{-6}
$h_{l,\text{mayor total}} =$	$h_{l1} + h_{l2} + h_{l3}$
$h_{l,\text{mayor total}} =$	$2.3688 \times 10^{-5}\text{m}$


Anexo 8. Tablas de resultado para selección del ventilador

8.1 Datos de resultados a través del programa Quick Fan para la selección del ventilador



INFORME TÉCNICO DE DATOS
19/03/2017

HPX/SEC-63-4T-2



Ventiladores diseñados con la mejor tecnología y experiencia para soportar las extremas condiciones de trabajo en hornos, secaderos y otras aplicaciones con temperatura y humedad

Ventilador:

- Envoltente tubular con tapa giratoria, en chapa de acero de gran grosor
- Hélices en fundición de aluminio
- Rodamientos de alta calidad, con grasa para altas temperaturas
- Soporte rodamientos con engrasadores
- Engrasadores externos en envoltente ventilador
- Dirección aire motor-hélice

Motor:


- Motores de eficiencia IE2 para potencias iguales o superiores a 0.75kW e inferiores a 7.5kW, excepto monofásicos, 2 velocidades y 8 polos
- Motores de eficiencia IE3 para potencias iguales o superiores a 7.5kW, excepto monofásicos, 2 velocidades y 8 polos
- Motores clase F, con rodamientos a bolas, protección IP55
- Monofásicos 230V-50Hz, y trifásicos 230/400V-50Hz (hasta 4kW) y 400/690V-50Hz (potencias superiores a 4kW)
- Temperatura de trabajo: -25°C+ 150°C

Acabado:

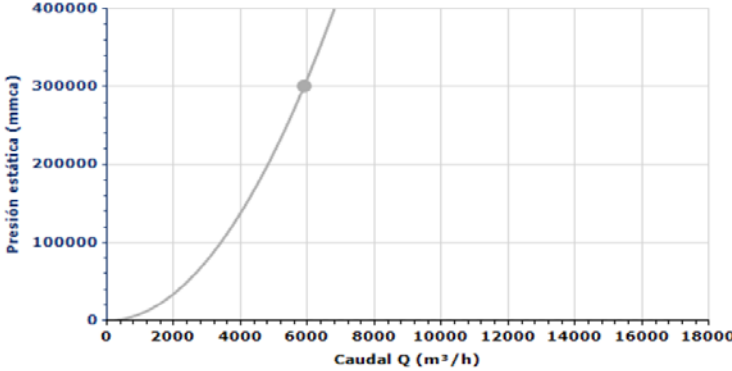
- Anticorrosivo en pintura anticorrosiva

Bajo demanda:

- Dirección aire hélice-motor
- Hélices reversibles 100%
- Bobinados especiales para diferentes tensiones
- Certificación ATEX Categoría 2 (ver serie HPX/ATEX)
- Motores de eficiencias IE2 e IE3 para cualquier potencia



CURVA CARACTERÍSTICA PARA 1,184KG/M³




Punto Diseño

Q (m³/h)	5897
Pe (mmca)	300886

Punto Servicio (PS)

Q (m³/h)	
Pe (mmca)	
Pd (mmca)	
Pt (mmca)	
Velocidad (rpm)	
Máx. Temp. (°C)	
Velocidad salida aire (m/s)	

www.sodeca.com



v1.14.0.0
DB v1.14.0.0

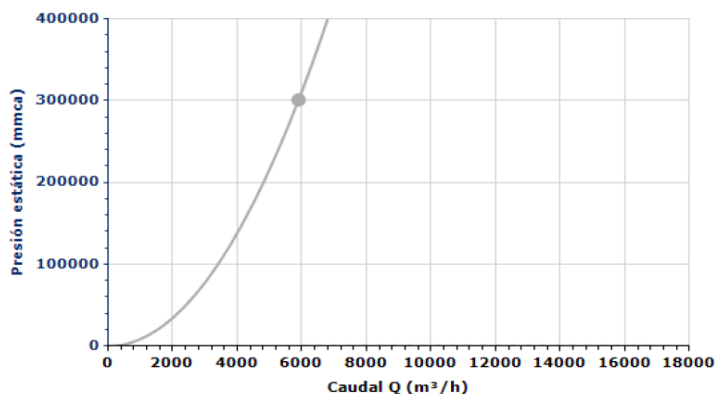
Los datos de este informe pueden cambiar sin previo aviso

1/3



INFORME TÉCNICO DE DATOS
19/03/2017

CURVA CARACTERÍSTICA PARA 1,2KG/M³



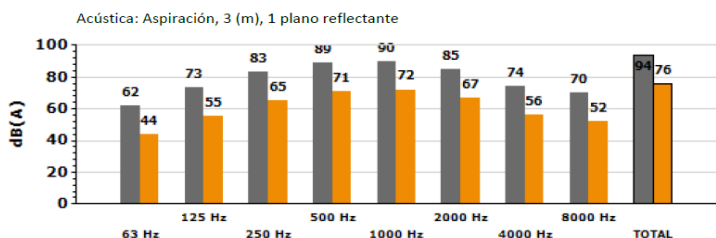
Punto Diseño

Q (m³/h)	5897
Pe (mmca)	300886

Punto Servicio (PS)

Q (m³/h)	
Pe (mmca)	
Pd (mmca)	
Pt (mmca)	
Velocidad (rpm)	
Máx. Temp. (°C)	
Velocidad salida aire (m/s)	
SFP (kW/m³/s)	
Potencia Mecánica (kW)	

ACÚSTICA PARA 1,184KG/M³



Banda	Lw dB(A)	Lp dB(A)
63 Hz	62	44
125 Hz	73	55
250 Hz	83	65
500 Hz	89	71
1000 Hz	90	72
2000 Hz	85	67
4000 Hz	74	56
8000 Hz	70	52
TOTAL	94	76

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

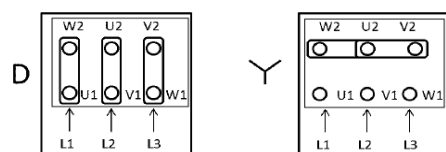
Caudal máximo (m³/h)	17173
Velocidad (rpm)	1420
Peso aprox. (kg)	68,10

ERP

Observaciones	Excluido. Temp gas >100°C
---------------	---------------------------

DATOS DEL MOTOR

Potencia Mecánica Nominal (kW)	1,50
Hz/fases	50/3
Motor (rpm)	1430
Polos	4
Corriente máx. (A) 380-415 V Y	3,44
Corriente máx. (A) 220-240 V D	5,96
Protección del motor	IP55
Tamaño del bastidor del motor	90

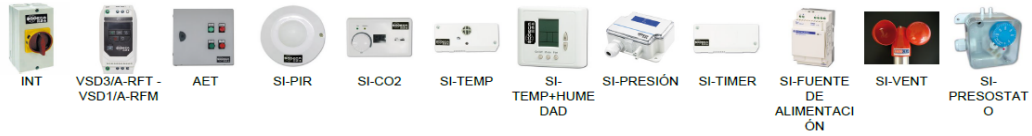


Los datos pueden cambiar, por favor consulte la placa del motor



INFORME TÉCNICO DE DATOS
19/03/2017

ACCESORIOS DISPONIBLES

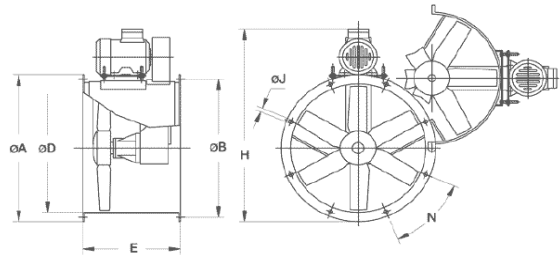


Se debe comprobar que el accesorio es adecuado para el modelo de ventilador

DIMENSIONES

ØA	ØB	ØD	E	H	ØJ	N
730	690	640	500	943	12	12x30º

Las dimensiones sin unidades definidas explícitamente se muestran en milímetros (mm)



Anexo 10. Tablas de resultado de cotización para el diseño del equipo

10.1 Cotización Tabla 1



COMPañIA DE IMPORTACIONES Y REPRESENTACIONES, S.A.

Calle 14 de Septiembre, Edificio P del H, 1½ c. al Este, Managua, Nicaragua.

Tels.: 2248-3877 / 2248-3878 al 80 • Tel/Fax: 2249-6473 • Aptdo. # 2359

E-mail: ventas1@coirsanicaragua.com • Web: www.coirsanicaragua.com

RUC: J0310000001529




¡Calidad y Mejor Precio!

No.Ruc: J0310000001529

Sr. (es): <u>Eduardo Lopez</u>		Fecha: <u>24/5/2017</u>	
Dirección: _____		Denis Francisco Aguilar Siria	
Teléfono: _____		Doc. No.: 0000147740	
COTIZACION			
Unidades	Nombre	Precio	Total
1,00	TUBO FLEXIBLE Ø 3/4" X 1 PIE	62,47	62,47
1,00	VALVULA CHECK NRV-12 3/4 DANFOSS	931,51	931,51
1,00	VALVULA DE BOLA 3/4 HENRY 907306	1.180,38	1.180,38
1,00	DESHUMIFICADOR 40 PINTAS 115V R-410A 1FA	5.844,66	5.844,66
Concepto: PRECIO INCLUYE IVA SE NOS RETIENE EL 2% OFERTA VALIDA POR 15 DIAS		Sub Total C\$:	8.019,02
		Total Impuesto C\$	1.202,85
			0,00
		Gran Total C\$	9.221,87
• No se aceptan cheques.			
¡Calidad y Mejor Precio!			Firma _____

Motores Eléctricos • Tubería de Cobre • Gas Refrigerante • Equipos de Aires Acondicionados
Compresores • Refrigeración • Extractores y Ventiladores • Soldaduras • Capacitores • etc.

10.2 Cotización Tabla 2


TUBAL S.A.
 TUBERIAS Y VALVULAS

Cotización
C001249

Pali Israel Lewites 1C abajo, 1C al lado * Managua, Nicaragua PBX: 2279-1040 * FAX: 2269-3043 * RUC: J0310000000751
 Correo: ventas@tubalsa.com.ni * Pagina Web: www.tubalsa.com

Cliente: MARTHA ESTRADA - 001-290166-0033P	Fecha: 24/05/2017
Dirección: MANAUGA	Referencia:
Atención:	Vendedor: DELTA 01

Línea	Cant.	U/M	Descripción	Num. SAC	P. Entrega	Precio	Total
1	1.00	UND	VALV GAVETA A/CARBON CLASE 150(203) - 8" FLANGE 1-11-RF BONNEY FORGE	8481300000		41,856.10	41,856.10
2	1.00	UND	LAMINA HO LISA(07940) - 5/16"X4"X8" ASTM A-36	7208520000		5,559.08	5,559.08

No. de Registros: 2
 Atendido por: YELBA YAMILETH ESTRADA LIRA

(IMPORTANTE: EXISTENCIAS SUJETAS A MOVIMIENTOS DE INVENTARIOS, PLAZO VALIDOS POR LAS PROXIMAS 72 HORAS. PRECIOS, DESCUENTOS Y PLAZOS CALCULADOS CON BASE EN LAS CANTIDADES AQUÍ DESCRITAS, CUALQUIER CAMBIO EN LAS CANTIDADES ORDENADAS PUEDE PROVOCAR CAMBIOS EN LOS PRECIOS Y PLAZOS. LA FIRMA Y SELLO DE ESTE DOCUMENTO POR PARTE DEL CLIENTE, CONTRUYE UNA ACEPTACION EXPLICITA Y COMO TAL, REPRESENTA UNA ORDEN DE COMPRA. FAVOR ELABORAR CHEQUE A NOMBRE DE TUBAL, S.A	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 50%;">Subtotal</td> <td style="width: 50%; text-align: right;">47,415.18</td> </tr> <tr> <td>IVA 15%</td> <td style="text-align: right;">7,112.28</td> </tr> <tr> <td>Total</td> <td style="text-align: right;">54,527.46</td> </tr> </table>	Subtotal	47,415.18	IVA 15%	7,112.28	Total	54,527.46
Subtotal	47,415.18						
IVA 15%	7,112.28						
Total	54,527.46						

Notas:

FIRMA Y SELLO DEL CLIENTE
 MEDIANTE LA FIRMA DE ESTE DOCUMENTO EL CLIENTE (BAJO) ACEPTA LOS TÉRMINOS DE ESTA COTIZACIÓN, CANTIDADES, UNIDADES DE MEDIDA, DESCRIPCIONES, PRECIO Y PLAZOS DE ENTREGA, AUTORIZADOS DE TUBAL, S.A. EL DESPACHO Y FACTURACIÓN DE LA MERCADERÍA AQUÍ DESCRITA.

-Pag.No.1-

10.3 Cotización Tabla 3



SILVA INTERNACIONAL S.A

Cotizacion

TEL.:2787359 - Email: industria@sinsa.com.ni - Fax: 2770861
 Direccion :MANAGUA - LOS ROBLES
 DGE:AFC-DGC-SCC-027-12-2009 RUC:J0310000001812

Documento : 90804 Tienda: 06.SINSA Division Industria Fecha : 2017-05-24
 Vendedor : 2137 Nombre : CARLOS ALEXANDER ACOSTA MARTIN
 Cliente : MAYRON ARCEDA Telefono : 55 O/C :
 Direccion:
 Moneda : C\$ Cotizacion De: CONTADO Camet : Dias de Validez : 30

LIN	CODIGO	No PARTE	CODSAC	ARTICULO	U/M	CANT.	PREC UNIT	TOTAL
001	6020021200	FAC 60 (24")	8414590000000	VENTILADOR AIRE INDUSTRIAL 24" 4030CFM NIMBUS	UNIDAD	1.00	7,649.74	7,649.74
002	2075001000	IRF30582YC41	8501400000000	MOTOR SIEMENS 1F 2HP 2P 127/220V 3600RPM	UNIDAD	1.00	14,400.00	14,400.00

Sub-Total C\$: 22,049.74
 Impuesto C\$: 3,307.46
 Total C\$: 25,357.20
 Equiv. en US\$: 845.24
 Factor de Cambio : 30.00

Usuario : cacosta 2017-05-24 15:40:47

Firma del Vendedor: _____

Page 1/1

Nota : No se aceptan cambios una vez aprobada la oferta, que fue hecha con base a datos suministrados. Los precios estan sujetos a cambio sin previo aviso.
SOMOS GRANDES CONTRIBUYENTES, ESTAMOS EXENTOS DE 1% DGI Y 1% ALMA.

SERVICIOS SINSA

**SERVICIOS DE
INSTALACIÓN**

**RENTA DE
EQUIPOS**

**TALLER DE
SERVICIOS**

centro_servicios@sinsa.com.ni • renta.equipo@sinsa.com.ni

10.4 Cotización Tabla 4

INGSERSA

INGENIERIA Y SERVICIOS,S.A

Señor (es)	SUMINISTROS ELECTRICOS	Teléfono:			
Atención:		Fax:			
Managua, abril 6, 2017		No. RUC INGSERSA J0310000114986 Tiempo de Entrega: Inmediato Salvo Previa Venta Condicion de pago: Crédito a 30 Días Su Referencia:			
Estimados Señor(es): Reciban un cordial saludo de nuestra parte, adjunto encontrará nuestra lista de precios a la fecha.					
POS	CODIGO	DESCRIPCION	CANT.	P.UNIT	P.TOTAL
1	6ED10521FB000BA6	LOGO! 230RC, MOD. LOG., DISPLAY	1	105.00	105.00
TOTALES					105.00
I.V.A.					\$15.75
PRECIO CON I.V.A					\$120.75

***SOLO ACEPTAMOS CHEQUES CERTIFICADOS**

Tratado con: Ing. Karla Alizaga
Cel: 9E+07

Garantía: Los materiales y equipos a suministrarse gozan de una garantía normal de un año a partir de la fecha de entrega de los mismos, salvo en casos fortuitos tales como: terremotos, incendios,

Oferta válida por 15 días.

INGSERSA, Km 7 1/2 carretera norte, Gasolinera Uno Waspan 50Vrs al Este, Tel 2233-8901/ 2233-8942

10.5 Cotización Tabla 5



MANAGUA
 SUMINISTROS ELECTRICOS, S.A
 DEL PUENTE EL EDEN, 4 CUADRAS ABAJO
 PBX +505 2249 4820
 ventas@sel.com.ni
 RUC NO J0310000110905

COTIZACION
 FECHA 10/05/2017
 HORA 4:47PM
 ASESOR DE VENTAS MGA P JOSE ADAN MUNGUA
154208

CLIENTE JOSE ARCEDA

ATENCION

ITEM	CODIGO	DESCRIPCION	CANTIDAD	PRECIO UNIT (\$)	TOTAL
1	5022 0002	GUARDAMOTOR TE 4-6A TESYS GV2ME10	2	USD 63.9975	USD 128.00
2	5013 0037	SECCIONADOR TE. VCF02 12AMP 4KW	2	USD 14.8150	USD 29.63
3	5009 0024	CONTACTOR TE. (LC1D09U7/P7) 9A 230/240VAC TESYS	2	USD 25.1250	USD 50.25
4	5018 0018	RELE TE TERMICO LRD12 5.5 - 8.0A P/CONT LC1D09..D38	1	USD 27.1098	USD 27.11
5	5018 0017	RELE TE TERMICO LRD10 4.0 - 6.0A P/CONT LC1D09..D38	1	USD 31.9440	USD 31.94
6	5016 0011	PULSADOR TE. DOBLE XB4BW73731M5/XB4BW84MS 1NO+1NC+LUZ 230V	1	USD 41.9780	USD 41.98
7	5005 0020	PULSADOR TE ROJO XB4BS8442 HONGO GIRAR P/DESENCILAVAR	1	USD 21.9691	USD 21.97

OBSERVACIONES:

SUBTOTAL USD 330.88
 IMPUESTO USD 49.63
 TOTAL USD 380.51

FIRMA: _____

PRECIOS SUJETOS A CAMBIO SIN PREVIO AVISO.

VALIDO HASTA 17/05/2017

¡GRACIAS POR PREFERIRNOS! ¡SEL, SIRVIENDO CON ENERGIA!

NICARAGUA

HONDURAS

GUATEMALA

PANAMA

10.6 Cotización Tabla 6

JUNIOR EXPRESS

Barrio Rigüero, Talleres Modernos 1c. Norte ½ c. al Oeste
 Teléfono: 2252-5544 / 2252-5151 • Celular: 86749654
 RUC: 0012901660033P

PROFORMA

DÍA	MES	AÑO
25	05	17

Cliente: _____ No. 0004

Dirección: _____

Lit. Estrella Ruc 0011303750027M AIMP/4010603-2017 20B 50J (2) 0001 - 1,000 O.T.3351/05- 2017

CANT.	DESCRIPCIÓN	P. UNIT.	TOTAL
5	codo de cobre 3/4 "	150	750
1	Válvula de paso de 3/4"		400
cuota fija			1150
TOTAL C\$			1150

Recibí Conforme

Entregué Conforme

10.7 Cotización Tabla 7



REPRESENTACIONES TÉCNICAS LANUZA, S.A.
 Colonial Los Robles, Plaza El Sol 1 1/2c. al Sur
 Apartado No. 3621, Managua, Nicaragua
 Web: www.retecsa.com.ni
 RUC: J0310000154040

Teléfono: (505) 2278-4415/16
 Fax: (505) 2278-0902
 Email: ventas@retecsa.com.ni

COTIZACIÓN: PAF-00207

Cotizado a: 1 **MOSTRADOR**
 Atención/Fax: Myron Arceda
 Referencia: Oferta de ladrillos

Fecha: 24/05/2017
 Condición de Pago: CONTADO
 Precios en: Dólares

Item	Código	Descripción	Bodega	UM	Cantidad	Precio	Total
1	10-LAD-XX-13879	LADRILLO REFRACT. TCG-25 PUNTA N°1 9" X 4 1/2" X (2 1/4" -1 7/8")	03	UND	1.0	\$ 3.00	\$ 3.00
2	09-QUE-XX-12085	QUEMADOR PROPANOMOD. AF 120/60HZ. (INCLUIDO BOMBA, MOTOR, ENCENDEDOR, FLANGE FIJO Y CAÑÓN 10.5" AF160XO) BECKETT (0.4 A 3 GPH Ó 58,000 A 420,000 BTU/H)	01	UND	1.0	\$ 590.00	\$ 590.00
3	02-TUB-AC-10550	TUBO AC ASTM A-53 CED40 8" LISO X 20 PIES 6.6 M (AZUL)	03	UND	1.0	\$ 325.00	\$ 325.00
4	01-COD-AC-04511	CODO 90° AC A234 CED40 SLD 8"	03	UND	1.0	\$ 49.00	\$ 49.00
5	03-VSO-XX-15397	V. SOLENOIDE SERIE L2, 3/4, SIMPLE SOLENOIDE 3/8 NPT 110 VAC ASCO/NUMATICS	01	UND	1.0	\$ 117.77	\$ 117.77
6	03-VSO-XX-15394	V. SOLENOIDE SERIE L1, 5/2, SIMPLE SOLENOIDE 1/8 NPT 110 VAC ASCO/NUMATICS	01	UND	1.0	\$ 98.67	\$ 98.67
7	09-CON-XX-05069	CONTROL TEMPERATURA T8031D1049 HONEYWELL, 30-270°F, CAPILAR DE 5% PIES.	01	UND	1.0	\$ 152.00	\$ 152.00
8	01-RCO-GL-15087	RED COPA GL 150# 4"X3" LV	01	UND	1.0	\$ 7.55	\$ 7.55

Tiempo de Entrega:	Inmediata	Total Mercadería:	\$ 1,450.38
	El tiempo de entrega ofrecido puede variar de acuerdo a la disponibilidad de existencias en Fabrica y/o Bodega y sera confirmado al momento de recibir su Orden de Compra.	10.00% Descuento:	\$ 145.04
	Productos sujetos a previa venta	Subtotal:	\$ 1,305.34
Oferta Válida por:	7 días	IVA:	\$ 195.80
	Válida por compra total del Pedido.	Total General:	\$ 1,501.14

OBSERVACIONES:

UN MIL QUINIENTOS UNO con 14/100

Política de entrega de pedidos en inventario:
 Solicitudes recibidas antes de las 10:00am, se entregan mismo día
 Caso contrario se entregan al siguiente día laboral hábil.
 Envíos sujetos a disponibilidad de transporte.

Cotiza: FIGUERO

Anexo 11. Plano de ensamble y planos de parte

11.1 Tubería interna de aire de secado del horno



11.2 Anillo de soporte de la tubería de transferencia de calor



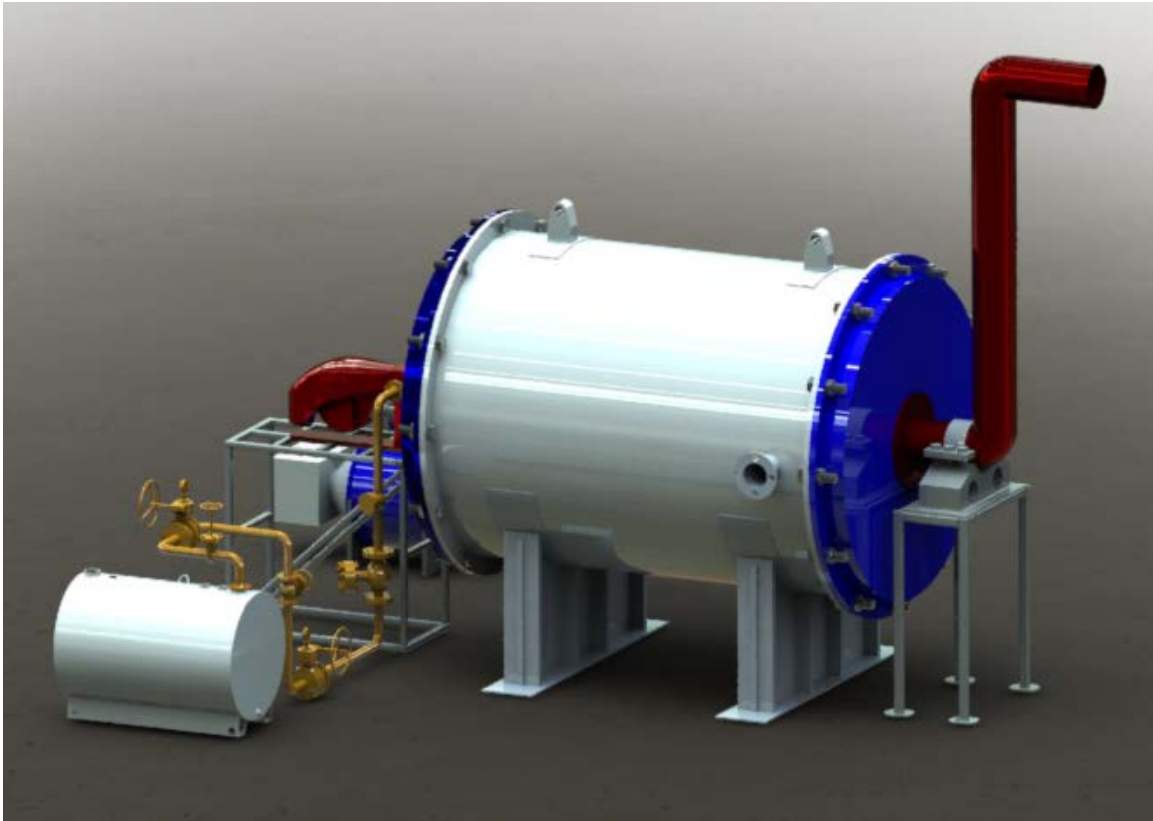
11.3 Tubería de aire de secado a temperatura ambiente



11.4 Tubería de alimentación de gas propano-butano



11.5 Dibujo completo del horno en la vista lateral izquierda



11.6 Dibujo completo del horno en la vista lateral derecha

